



Universidad
Carlos III de Madrid

Escuela Politécnica Superior
Departamento de Ingeniería Mecánica

INGENIERÍA INDUSTRIAL

PROYECTO FIN DE CARRERA

**Respuesta Dinámica del Bogie Y21 ante
irregularidades de la vía del tipo Plateau,
Damped Sinusoid y Bump**

Autor: D. Carlos Pulido Bargsten

Director: Dr. Cristina Castejón Sisamón

Co-director: Dr. Jesús López López

Leganés, 2016

Agradecimientos

Quería agradecer a mis profesores de carrera por todos estos años, en especial a Jesús López López por llevar en gran parte este proyecto, así como a Cristina Castejón Sisamón, por ayudarme con esta última etapa del proyecto y por lo tanto de la carrera.

También quería agradecer a mis padres, por su esfuerzo, comprensión y ayuda durante estos años, a mi hermana Verónica Pulido Bargsten y a mis abuelos, que espero se sientan muy orgullosos.

No puedo olvidarme de todos mis compañeros de carrera y amigos, que han conseguido que esta etapa de mi vida sea inolvidable. Especialmente a Carlos Huertas Martín, con quien formé equipo para realizar este proyecto.

Pero mi mención más especial es para Laura Rodríguez Alonso, a quien debo gran parte de lo que soy y de lo que he llegado a conseguir.

Muchas gracias a todos.

Resumen

El desarrollo del ferrocarril en los últimos años ha motivado numerosas investigaciones, análisis y simulaciones con el fin de mejorar las propiedades mecánicas, la seguridad, el confort de pasajeros y alargar la vida útil de los componentes mecánicos de los ferrocarriles y las vías. Uno de los campos más desarrollados debido al auge de los nuevos sistemas de análisis por computación, es el problema dinámico de las vibraciones mecánicas.

El presente proyecto "*Respuesta Dinámica del Bogie Y21 ante irregularidades de la vía del tipo Plateau, Damped Sinusoid y Bump*" se centra en el estudio de las vibraciones provocadas por irregularidades sobre la vía ferroviaria del tipo *Plateau, Damped Sinusoid* y *Bump* y el estudio de su efecto dinámico sobre las cajas de grasa del bogie Y21

El proyecto se realizará con el apoyo del software comercial PTC Creo, con el cual partiendo de un prediseño del bogie Y21 se realizará un modelado del mismo para conseguir un movimiento real del modelo estudiado y analizando en detalle su efecto dinámico en las cajas de grasa del bogie provocado por las irregularidades de la vía.

Palabras Clave

Bogie Y21, Análisis transitorio, MEF, irregularidades de la vía, CREO Simulate.

Abstract

Railroad development in recent years has prompted numerous investigations, analysis and simulations in order to improve the mechanical properties, safety, passenger comfort and extend the life of the mechanical components of railways and tracks. One of the most developed areas due to the rise of new computer systems analysis, is the dynamic problem of mechanical vibrations.

This project “*Bogie Y21 Dynamic Response to track irregularities of Plateau, Damped Sinusoid and Bump type*” focuses on the study of vibrations caused by irregularities on the railway of *Plateau, Damped Sinusoid* and *Bump* type and the study of its dynamic effect on axle boxes of Bogie Y21.

The project will be carried out with the support of PTC Creo commercial software, which will be used for Bogie Y21 modelling, starting off with its preliminary design in order to simulate its vibrational behaviors. It’s dynamic effect on the axle boxes caused by track irregularities will be analyzed.

Key Words

Bogie Y21, Dynamic analysis, FEM, Track irregularities, PTC Creo Simulate

Índice General

1. INTRODUCCIÓN	- 1 -
2. MARCO BIBLIOGRÁFICO Y GENERALIDADES	- 3 -
2.1. MARCO BIBLIOGRÁFICO	- 3 -
2.2. GENERALIDADES RELATIVAS AL BOGIE	- 3 -
2.2.1. El modelo Y21	- 5 -
2.3. GENERALIDADES RELATIVAS A LA VÍA FERROVIARIA	- 8 -
2.3.1. Irregularidades de la vía	- 10 -
2.3.2. Descripción de la geometría de la vía	- 12 -
2.3.3. Representación analítica de la geometría de la vía	- 14 -
2.4. GENERALIDADES RELATIVAS AL MARCO FÍSICO-MATEMÁTICO	- 20 -
2.4.1. Análisis Modal utilizando el MEF	- 23 -
2.4.2. Análisis Dinámico	- 24 -
3. METODOLOGÍA	- 26 -
3.1. INTRODUCCIÓN A PTC CREO	- 26 -
3.1.1. Tipos de conexiones	- 27 -
3.1.2. Tipos de muelles	- 29 -
3.1.3. Tipos de análisis estructurales en PTC Creo	- 30 -
3.1.4. Mallado en PTC Creo	- 31 -
3.2. PREPARACIÓN DEL MODELO CAD	- 35 -
3.2.1. Contacto rueda-carril	- 35 -
3.2.2. Contacto eje-caja de grasa	- 40 -
3.2.3. Contacto caja de grasa-bastidor	- 42 -
3.2.4. Conexiones en el bastidor	- 45 -
3.2.5. Condiciones de contorno	- 47 -
3.2.6. Elección del material	- 50 -
3.2.7. Parámetros de control: <i>Measures</i>	- 51 -

3.2.8. Mallado	- 55 -
3.3. ANÁLISIS MODAL	- 56 -
3.4. ANÁLISIS TRANSITORIO	- 63 -
3.4.1. <i>Plateau</i>	- 67 -
3.4.2. <i>Damped Sinusoid</i>	- 70 -
3.4.3. <i>Bump</i>	- 73 -
4. RESULTADOS	- 79 -
4.2. <i>PLATEAU</i>	- 80 -
4.2. <i>DAMPED SINUSOID</i>	- 86 -
4.3. <i>BUMP</i>	- 92 -
5. ANÁLISIS DE RESULTADOS	- 98 -
6. CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS	- 105 -
7. BIBLIOGRAFÍA	- 107 -
8. ANEXOS	- 109 -

Índice de Figuras

Figura 2.1.	Vehículo con ejes simples	-4 -
Figura 2.2.	Vehículo con Bogies y detalle del Bogie	-4 -
Figura 2.3.	Inscripción en curva de vehículo con ejes simples y con Bogies	-5 -
Figura 2.4.	Partes del bastidor	-6 -
Figura 2.5.	Detalle de la caja de grasa	-7 -
Figura 2.6.	Representación de las caras de fricción de un amortiguador <i>Lenoir</i>	-8 -
Figura 2.7.	Partes y elementos de una vía férrea	-9 -
Figura 2.8.	Partes del carril	-10 -
Figura 2.9.	Corrugaciones	-10 -
Figura 2.10.	Agrietamiento de la superficie del carril y <i>Shelling</i>	-11 -
Figura 2.11.	<i>Squats</i>	-11 -
Figura 2.12.	Fisura vertical de la cabeza y fisura horizontal de la cabeza	-12 -
Figura 2.13.	Quemadura en la superficie de rodadura	-12 -
Figura 2.14.	Esquema de una vía con irregularidades	-13 -
Figura 2.15.	Esquema de los parámetros geométricos	-14 -
Figura 2.16.	DEP en la línea central de la vía	-15 -
Figura 2.17.	Puntos típicos de irregularidades	-19 -
Figura 2.18.	Ecuación y representación de un sistema de un grado de libertad	-21 -
Figura 2.19.	Diagrama de resolución del comportamiento dinámico mediante el cálculo teórico y experimental	-22 -
Figura 3.1.	Análisis estático sobre una placa y punzón unidos mediante <i>Rigid Link</i> y <i>Weighted Link</i>	-27 -
Figura 3.2.	Diferentes análisis entre tubo y cilindro con diferentes uniones de tipo “ <i>interface</i> ”	-28 -
Figura 3.3.	Menú de características de un muelle del tipo “ <i>Advanced</i> ”	-29 -

Figura 3.4.	Malla original	-31 -
Figura 3.5.	Refinamiento de la malla por h	-31 -
Figura 3.6.	Refinamiento de la malla por p	-31 -
Figura 3.7.	comparativa entre diferentes métodos de convergencia	-32 -
Figura 3.8.	Modelo de bogie con diferentes tamaños de malla	-33 -
Figura 3.9.	Representación gráfica de tabla 3.1	- 34 -
Figura 3.10.	Plano XY en el eje calado	-35 -
Figura 3.11.	Menú PTC Creo para la elaboración de esbozos	-35 -
Figura 3.12.	Esbozo de la huella de contacto	-36 -
Figura 3.13.	Detalle del esbozo de la huella de contacto	-36 -
Figura 3.14.	Superficie de proyección	-37 -
Figura 3.15.	Menú PTC Creo Simulate	-37 -
Figura 3.16.	Selección de superficies para separar	-38 -
Figura 3.17.	Eje calado con la huella de contacto creada	-38 -
Figura 3.18.	Rigideces de extensión de los muelles de contacto rueda	-39 -
Figura 3.19.	Detalle de la conexión <i>Weighted Link</i> entre huella de contacto y muelle	-39 -
Figura 3.20.	Rigideces del muelle de unión caja de grasa	-40 -
Figura 3.21.	Muelle de unión caja de grasa	-41 -
Figura 3.22.	Detalle conexión <i>Weighted Link</i> en el eje calado	-41 -
Figura 3.23.	Detalle conexión <i>Weighted Link</i> en la caja de grasa	-42 -
Figura 3.24.	Conexión eje calado	-42 -
Figura 3.25.	Muelles de unión caja de grasa	-43 -
Figura 3.26.	Rigideces de los muelles de unión caja de grasa	-43 -
Figura 3.27.	Detalle conexión <i>Rigid Link</i> en la caja de grasa	-44 -
Figura 3.28.	Detalle conexión <i>Rigid Link</i> en el bastidor	-44 -
Figura 3.29.	Muelle del bastidor	-45 -
Figura 3.30.	Rigideces de extensión del muelle del bastidor	-46 -

Figura 3.31.	Detalle de la conexión <i>Rigid Link</i> entre la superficie del bastidor y el muelle	-46 -
Figura 3.32.	Identificación de zonas del modelo	-47 -
Figura 3.33.	Rigideces de los muelles del carril izquierdo	-48 -
Figura 3.34.	Rigideces de los muelles del carril derecho	-48 -
Figura 3.35.	Fuerzas unitarias en el carril izquierdo	-49 -
Figura 3.36.	Propiedades del material <i>steel</i>	-50 -
Figura 3.37.	Elección de los componentes para asignar el material	-51 -
Figura 3.38.	Lista de <i>measures</i> incluidas en el modelo	-51 -
Figura 3.39.	Posición de las <i>measures</i> de la caja de grasa y bastidor	-53 -
Figura 3.40.	Posición de las <i>measure</i> sobre la huella de contacto	-53 -
Figura 3.41.	Malla empleada en el modelo	-54 -
Figura 3.42.	Coincidencia de <i>measures</i> con nodos de la malla	-54 -
Figura 3.43.	Creación de un nuevo análisis modal	-55 -
Figura 3.44.	Elección de parámetros para el análisis modal	-55 -
Figura 3.45.	Frecuencias de vibración de 0 a 50 Hz	- 56 -
Figura 3.46.	Creación de un nuevo análisis en frecuencia	-57 -
Figura 3.47.	Elección de parámetros para el análisis en frecuencia	-58 -
Figura 3.48.	Espectro en frecuencia de la respuesta ante fuerzas simultáneas	-59 -
Figura 3.49.	Espectro en frecuencia de la respuesta ante fuerzas alternas	-59 -
Figura 3.50.	Representación de los diez primeros modos de vibración	-61 -
Figura 3.51.	Creación de un nuevo análisis transitorio	-62 -
Figura 3.52.	Transformación de la irregularidad $y(x)$ en una aceleración $a(t)$	-63 -
Figura 3.53.	Fuerzas introducidas según ley de Newton	-63 -
Figura 3.54.	Measure <i>Despl_R1</i> ante una fuerza que sigue la ley de Newton	-64 -
Figura 3.55.	Fuerzas introducidas según ley de Hooke	-65 -
Figura 3.56.	Measure <i>Despl_R1</i> ante una fuerza que sigue la ley de Hooke	-66 -
Figura 3.57.	Representación de irregularidad tipo <i>Plateau</i>	-67 -

Figura 3.58.	Rango de valores de A y k para irregularidades tipo <i>Plateau</i>	- 67 -
Figura 3.59.	Representación de irregularidad tipo <i>Damped Sinusoid</i>	- 69 -
Figura 3.60.	Rango de valores de A y k para irregularidades tipo <i>Damped Sinusoid</i>	- 69 -
Figura 3.61.	Introducción de la fuerza en la rueda trasera para <i>Damped Sinusoid</i>	- 71 -
Figura 3.62.	Representación de irregularidad tipo <i>Bump</i>	- 72 -
Figura 3.63.	Rango de valores de A y k para irregularidades tipo <i>Bump</i>	- 73 -
Figura 3.64.	Error de la measure <i>Despl_R1</i> al realizar la irregularidad <i>Bump</i>	- 73 -
Figura 3.65.	Modelo simplificado de un grado de libertad	- 74 -
Figura 3.66.	Nueva rigidez de los muelles del carril izquierdo	- 75 -
Figura 3.61.	Representación de los nuevos modos de vibración	- 76 -
Figura 4.1.	Seguimiento de la irregularidad tipo <i>Plateau</i>	- 80 -
Figura 4.2.	Inclusión de la caja de grasa en una irregularidad tipo <i>Plateau</i>	- 80 -
Figura 4.3.	Aceleración de la rueda delantera izquierda para una irregularidad tipo <i>Plateau</i>	- 81 -
Figura 4.4.	Aceleración de la rueda trasera izquierda para una irregularidad tipo <i>Plateau</i>	- 81 -
Figura 4.5.	Aceleración de la rueda trasera derecha para una irregularidad tipo <i>Plateau</i>	- 82 -
Figura 4.6.	Aceleración de la rueda delantera derecha para una irregularidad tipo <i>Plateau</i>	- 82 -
Figura 4.7.	Aceleración que aporta cada modo en una irregularidad <i>Plateau</i>	- 83 -
Figura 4.8.	Aceleración en magnitud de la rueda delantera izquierda para una irregularidad tipo <i>Plateau</i>	- 83 -
Figura 4.9.	Aceleración en magnitud de la rueda trasera izquierda para una irregularidad tipo <i>Plateau</i>	- 84 -
Figura 4.10.	Aceleración en magnitud de la rueda trasera derecha para una irregularidad tipo <i>Plateau</i>	- 84 -
Figura 4.11.	Aceleración en magnitud de la rueda delantera derecha para una irregularidad tipo <i>Plateau</i>	- 85 -
Figura 4.12.	Seguimiento de la irregularidad tipo <i>Damped Sinusoid</i>	- 86 -
Figura 4.13.	Inclusión de la caja de grasa en el bastidor en una irregularidad tipo <i>Damped Sinusoid</i>	- 86 -
Figura 4.14.	Aceleración de la rueda delantera izquierda para una irregularidad tipo <i>Damped Sinusoid</i>	- 87 -
Figura 4.15.	Aceleración de la rueda trasera izquierda para una irregularidad tipo <i>Damped Sinusoid</i>	- 87 -
Figura 4.16.	Aceleración de la rueda trasera derecha para una irregularidad tipo <i>Damped Sinusoid</i>	- 88 -

Figura 4.17.	Aceleración de la rueda delantera derecha para una irregularidad tipo <i>Damped Sinusoid</i>	- 88 -
Figura 4.18.	Aceleración que aporta cada modo en una irregularidad <i>Damped Sinusoid</i>	- 89 -
Figura 4.19.	Aceleración en magnitud de la rueda delantera izquierda para una irregularidad tipo <i>Damped Sinusoid</i>	- 89 -
Figura 4.20.	Aceleración en magnitud de la rueda trasera izquierda para una irregularidad tipo <i>Damped Sinusoid</i>	- 90 -
Figura 4.21.	Aceleración en magnitud de la rueda trasera derecha para una irregularidad tipo <i>Damped Sinusoid</i>	- 90 -
Figura 4.22.	Aceleración en magnitud de la rueda delantera derecha para una irregularidad tipo <i>Damped Sinusoid</i>	- 91 -
Figura 4.23.	Seguimiento de la irregularidad tipo <i>Bump</i>	- 92 -
Figura 4.24.	Inclusión de la caja de grasa en el bastidor en una irregularidad tipo <i>Bump</i>	- 92 -
Figura 4.25.	Aceleración de la rueda delantera izquierda para una irregularidad tipo <i>Bump</i>	- 93 -
Figura 4.26.	Aceleración de la rueda trasera izquierda para una irregularidad tipo <i>Bump</i>	- 93 -
Figura 4.27.	Aceleración de la rueda trasera derecha para una irregularidad tipo <i>Bump</i>	- 94 -
Figura 4.28.	Aceleración de la rueda delantera derecha para una irregularidad tipo <i>Bump</i>	- 94 -
Figura 4.29.	Aceleración que aporta cada modo en una irregularidad <i>Bump</i>	- 95 -
Figura 4.30.	Aceleración en magnitud de la rueda delantera izquierda para una irregularidad tipo <i>Bump</i>	- 95 -
Figura 4.31.	Aceleración en magnitud de la rueda trasera izquierda para una irregularidad tipo <i>Bump</i>	- 96 -
Figura 4.32.	Aceleración en magnitud de la rueda trasera derecha para una irregularidad tipo <i>Bump</i>	- 96 -
Figura 4.33.	Aceleración en magnitud de la rueda delantera derecha para una irregularidad tipo <i>Bump</i>	- 97 -
Figura 5.1	Vibraciones residuales en la irregularidad tipo <i>Plateau</i>	- 99 -
Figura 5.2	Representación de las diferentes zonas en la aceleración sufrida en las cajas de grasa	- 100 -
Figura 5.3	Comparación entre aceleraciones del eje delantero en magnitud y en vertical de una irregularidad tipo <i>Plateau</i>	- 101 -
Figura 5.4	Comparación entre aceleraciones del carril derecho en magnitud de una irregularidad tipo <i>Plateau</i>	- 102 -
Figura 5.5	Aceleración de los modos de vibración provocada por la irregularidad <i>Plateau</i> filtrando los modos principales	- 102 -
Figura 5.6	Aceleración de los modos de vibración provocada por la irregularidad <i>Damped Sinusoid</i> filtrando los modos principales	- 103 -
Figura 5.7	Aceleración de los modos de vibración provocada por la irregularidad <i>Bump</i> filtrando los modos principales	- 104 -
Figura 8.1.	Evolución de los kilómetros de líneas férreas en España	- 110 -

Figura 8.2.	Evolución del volumen de uso del ferrocarril en España	- 110 -
Figura 8.3.	Gráfico de rigidez radial equivalente para rodamientos SKF	- 111 -
Figura 8.4.	Gráfica desplazamiento-carga en dirección axial para rodamientos SKF	- 111 -
Figura 8.5.	Tabla de factores de velocidad para rodamientos SKF	- 112 -
Figura 8.6.	Plano del bogie Y21	- 113 -

Índice de Tablas

Tabla 2.1. Características mecánicas de los perfiles normalizados de vías	- 9 -
Tabla 2.2. Variaciones geométricas aisladas en la vía	- 17 -
Tabla 2.3. Rango de valores para la amplitud y duración de las variaciones aisladas	- 18 -
Tabla 2.4. Localizaciones típicas de cada tipo de variación aislada	- 19 -
Tabla 3.1. Comparación de método de convergencia y mallado	- 33 -
Tabla 3.2. Frecuencias de los diez primeros modos de vibración	- 60 -
Tabla 3.3. Coeficientes de amortiguación para irregularidad tipo <i>Plateau</i>	- 68 -
Tabla 3.4. Coeficientes de amortiguación para irregularidad tipo <i>Damped Sinusoid</i>	- 72 -
Tabla 3.5. Frecuencias de nuevos modos de vibración	- 75 -
Tabla 3.6. Coeficientes de amortiguación para irregularidad tipo <i>Bump</i>	- 78 -

Capítulo 1

Introducción

Desde que Richard Trevithick en 1804 construyera la primera locomotora hasta hoy, el ferrocarril ha sido el medio de transporte principal en el que se ha basado la economía, el desarrollo de la industria y la globalización; siendo el medio más utilizado por pasajeros y para el transporte de mercancías.

En los últimos años, el ferrocarril ha sufrido un importante desarrollo, aumentando significativamente el número de kilómetros construidos. En el caso de España desde finales de los años 90 el número de kilómetros y el número de pasajeros han aumentado en un 35% (anexo A). Este desarrollo ha permitido una mayor comunicación entre países y regiones, además el ferrocarril ofrece una gran capacidad de carga a un precio económico en comparación con otros medios de transporte y es por esto que las empresas apuestan por este sistema para el transporte de mercancías.

Este auge de los últimos años de las líneas de ferrocarril y el desarrollo de líneas de alta velocidad ha motivado numerosas investigaciones, análisis y simulaciones con el fin de mejorar las propiedades mecánicas, la seguridad, el confort de pasajeros y alargar la vida útil de los componentes mecánicos de los ferrocarriles y las vías.

Uno de los principales problemas para la seguridad, el confort de los pasajeros y para alargar la vida de los componentes que más se han desarrollado en los últimos años, ayudado por los nuevos sistemas de análisis por computación, es el problema de las vibraciones mecánicas y su efecto en este transporte.

El objetivo principal de este proyecto fin de carrera es avanzar en el estudio de las vibraciones provocadas por irregularidades sobre las vías y el estudio de su efecto dinámico en el ferrocarril con el apoyo de un software comercial como es PTC Creo.

El proyecto se expone en diferentes capítulos encadenados que introducirán al lector de una forma gradual y clara hasta la finalización del mismo, donde:

En el segundo capítulo, “Marco Bibliográfico y Generalidades”, se exponen anteriores trabajos que sirvieron de inspiración para la realización del presente proyecto, así como un

vistazo rápido de los elementos del ferrocarril, una visión al problema de los defectos del carril y un acercamiento al cálculo matemático de las vibraciones mecánicas.

En el tercer capítulo, “Metodología”, se presentan aspectos generales del software utilizado (PTC Creo), el desarrollo de los pasos necesarios para la realización del presente proyecto (montaje, definición del análisis y simplificaciones asumidas).

El cuarto capítulo recoge los Resultados derivados del estudio correspondiente al análisis transitorio realizado sobre las cajas de grasa de un bogie Y21.

En el quinto capítulo, se analizan los resultados obtenidos de los análisis expuestos en el capítulo cuarto.

Por último, en el sexto capítulo se exponen las conclusiones que se pueden obtener tras la realización del presente proyecto y la posible contribución a futuros trabajos.

Capítulo 2

Marco Bibliográfico y Generalidades

2.1. MARCO BIBLIOGRÁFICO

A continuación se expondrán sucintamente los trabajos que sirvieron de guía para realizar el presente proyecto.

Bogie Inteligente: Tesis de máster integrado en ingeniería mecánica realizado por D. Daniel José Pereira Cardoso Dias en 2008 en la Universidad de Oporto (FEUP), donde se busca la adquisición de conocimientos sobre el comportamiento técnico, mecánico y vibracional de un Bogie para desarrollar el proyecto “Bogie inteligente” [1].

Análisis modal del Bogie Y21 mediante PTC Creo: Proyecto fin de carrera en la Universidad Carlos III de Madrid realizado por Dña. Marta Flórez Menéndez en 2014, donde se realiza un análisis modal y donde se deducen los modos más relevantes para un análisis dinámico [2].

2.2. GENERALIDADES RELATIVAS AL BOGIE

En este apartado se presentan los distintos sistemas y subsistemas mecánicos que componen un Bogie, destacando las características más relevantes y su importancia dentro del marco tecnológico del transporte ferroviario. Primeramente, se presenta una breve introducción a los distintos tipos de Bogie profundizando particularmente para el Bogie objeto de estudio del presente trabajo, el modelo Y21.

Los primeros vehículos ferroviarios se componían solamente de caja y dos ejes con ruedas caladas situados en los extremos de la caja, como se observa en la figura 2.1. Uno de los inconvenientes de esta composición es la dificultad del giro del vehículo ferroviario y en consecuencia, el hecho de que la vía no podía describir curvas muy cerradas. La necesidad de buscar una solución a este problema llevó a la invención del Bogie (figura 2.2), constituyendo un elemento mecánico que sirve de conexión entre la caja y las vías.

Un Bogie está compuesto por dos ejes calados paralelos entre sí, los cuales están unidos a la caja por medio de un pivote, que al permitir el movimiento de rotación da lugar a una entrada en curva más fácil que el vehículo de dos ejes, como se observa en la figura 2.3.

Actualmente el Bogie es una parte esencial del vehículo ferroviario, siendo utilizado en la mayoría de los casos. Los Bogies pueden ser remolcados o motores, estando caracterizados éstos últimos por poseer grupos de accionamiento tales como motores, reductoras y otros elementos auxiliares.



Figura 2.1. Vehículo con ejes simples [22]

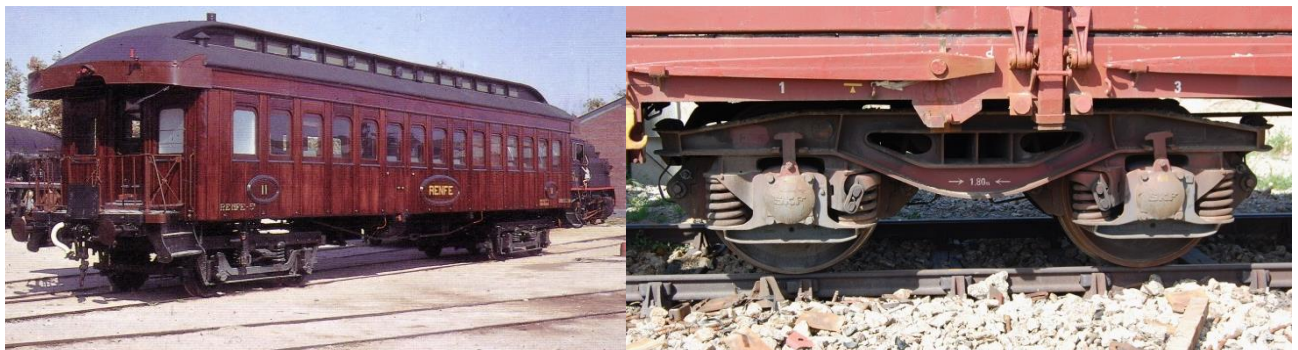


Figura 2.2. Vehículo con Bogies (izquierda) y detalle del Bogie (derecha) [23]

El Bogie está constituido principalmente por un bastidor y por los sistemas de suspensión, rodadura y de frenado, teniendo como principales funciones:

- Guiar el vehículo ferroviario a lo largo de la vía
- Soportar el peso del vehículo
- Alojarse el sistema de suspensión: la suspensión primaria (entre ejes y bastidor) y la secundaria (entre bastidor y caja)
- Asegurar el frenado del vehículo (y la tracción en caso de Bogies motores)
- Garantizar la estabilidad del vehículo tanto en recta como en curva
- Garantizar el confort de pasajeros: de esta función se encarga principalmente la suspensión secundaria

- Absorber las vibraciones de la vía: de esta función se encarga principalmente la suspensión primaria

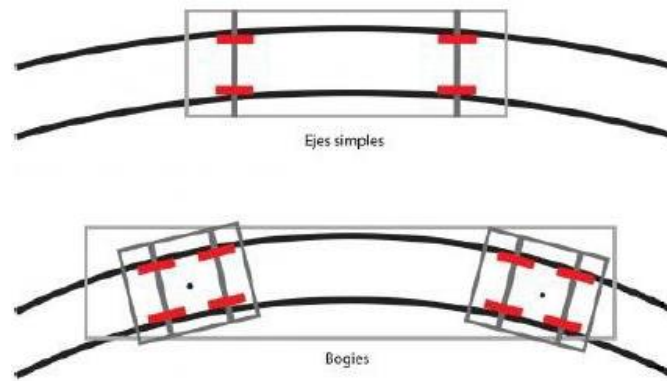


Figura 2.3. Inscripción en curva de vehículo con ejes simples y con Bogies

2.2.1. El modelo Y21

En este apartado se explican las características y diferentes partes de un Bogie modelo Y21 que es el estudiado en este proyecto.

El Bogie, denominado ORE (Office de Recherche et Essai), empleado en el parque de vagones antiguos de RENFE, tenía una suspensión de muelles de ballesta y sólo podía circular en tráfico nacional. Cumpliendo normas internacionales, se diseñó un nuevo Bogie que fue denominado Y21, en el cual la suspensión de ballestas fue sustituida por una de muelles helicoidales, permitiendo además el cambio de ejes para poder circular tanto en vía de ancho española como internacional [14].

El Bogie Y21 tiene un peso de 4 toneladas, puede soportar hasta 25 toneladas por eje y puede circular hasta una velocidad de 120 kilómetros por hora [3].

Entre los elementos más significativos podemos encontrar:

- Bastidor:

Se denomina bastidor a la estructura metálica o armazón del conjunto del Bogie, que sirve de elemento de fijación de los ejes, ruedas, motores de tracción, suspensiones, etc. [1]

Se pueden distinguir en él diferentes tipos de traviesas como se observa en la figura 2.4:

- Una traviesa de pivote, encargada de soportar el peso de la caja y transmitirlo a las traviesas longitudinales.
- Dos traviesas longitudinales, sobre las que se sueldan unos componentes que permiten el guiado de las cajas de grasa y el alojamiento de los muelles helicoidales de la suspensión primaria.

- Dos traviesas frontales, sirve de apoyo a los largueros
- Cuatro largueros que se sueldan entre la traviesa de pivote y las traviesas frontales, dan mayor rigidez a la estructura del Bogie y sobre ellas se apoya el sistema de frenado.

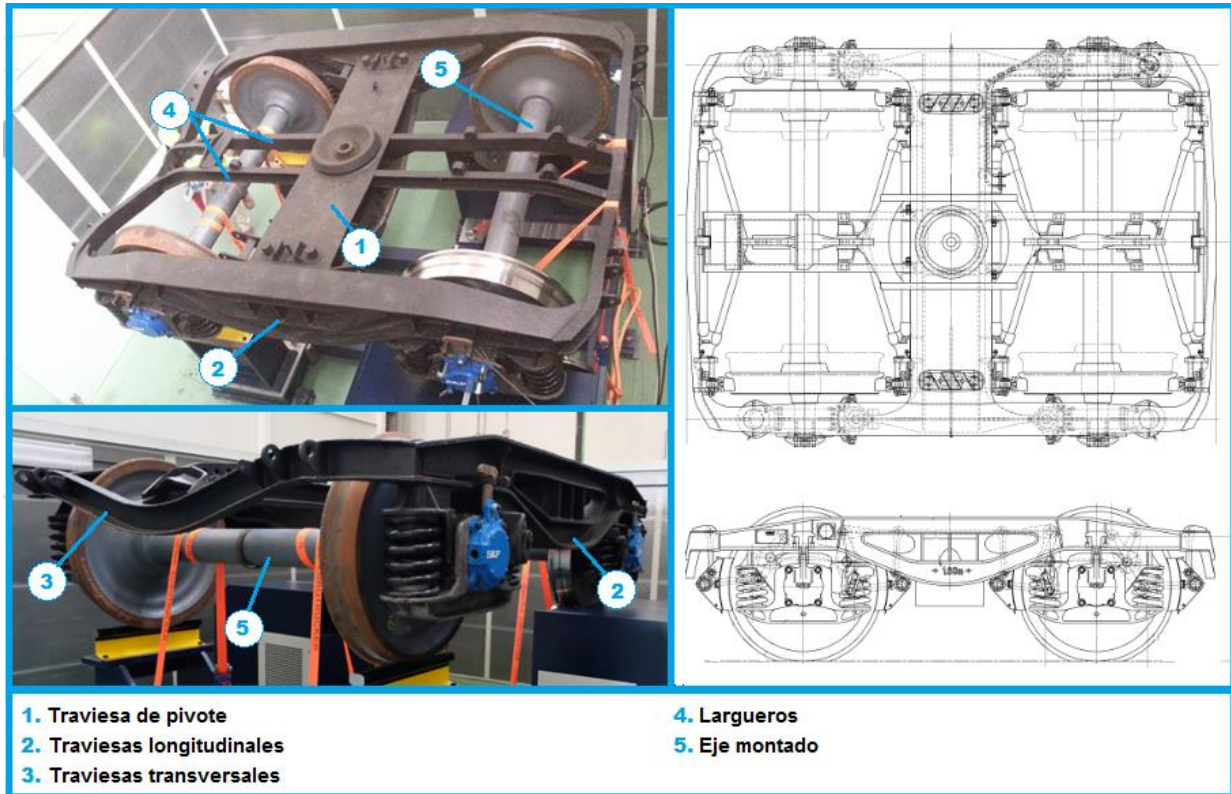


Figura 2.4. Partes del bastidor

- Ejes montados:

Se denomina eje montado al conjunto de eje y dos ruedas caladas. A través de él se transmite el peso a los carriles. Este elemento va a estar sometido a un gran desgaste por fatiga y a choques propios de la rodadura.

- Cajas de grasa:

Se denomina caja de grasa al elemento que se observa en la figura 2.5, sirve de unión entre el eje y la suspensión primaria del vehículo transmitiendo todos los esfuerzos y permitiendo el giro del eje. Tradicionalmente se trataba de un cojinete de fricción y la caja servía para contener el lubricante de engrase, sin embargo actualmente las cajas de grasa contienen rodamientos.

Las cajas de grasa se deslizan sobre las placas de guarda, que son piezas en forma de horquilla cuyo objeto es mantener las cajas de grasa en su posición normal y sujetar el eje en caso de avería del muelle de la suspensión.

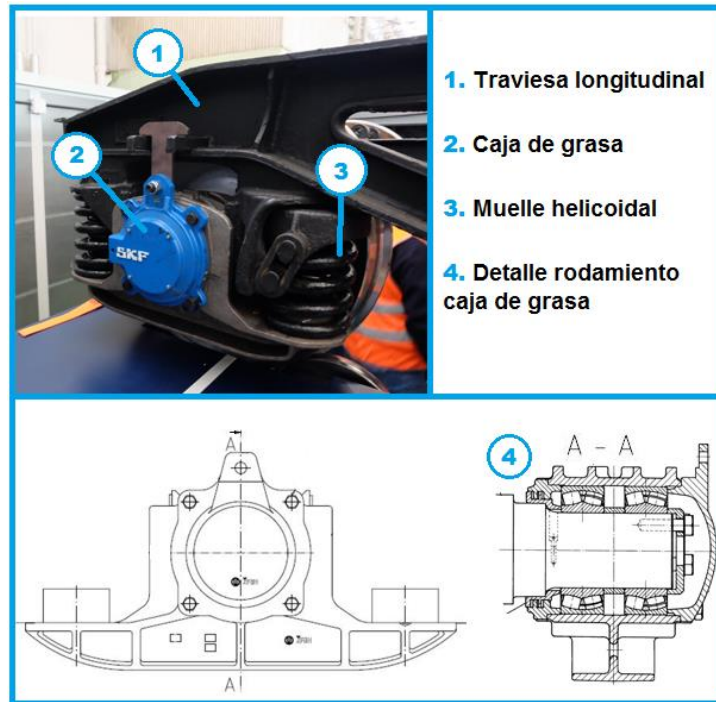


Figura 2.5. Detalle de la caja de grasa

- Suspensión:

Se encarga de la atenuación de las vibraciones, la transmisión de los esfuerzos y el guiado de las ruedas. Se realiza normalmente en dos etapas que se conocen como suspensión primaria y suspensión secundaria.

La suspensión primaria tiene como misión absorber las irregularidades del carril y deformaciones geométricas de la vía estando situada entre las cajas de grasas y el bastidor del Bogie. La suspensión secundaria es la encargada de absorber los movimientos verticales y laterales del Bogie con respecto al bastidor del vehículo.

El Bogie Y21, como se muestra en la figura 2.6, dispone de dos pares de resortes en cada caja de grasa como suspensión primaria, se trata de dos resortes en paralelo, uno para hacer frente al comportamiento en vacío del vagón y otro con una holgura para que cuando el vagón esté cargado actúen los dos en paralelo.

Posee un amortiguador de fricción Lenoir [4], éste es un sistema de amortiguación que consiste en solapar las caras de la caja de grasa con las del cuerpo del Bogie provocando superficies de fricción que permite la amortiguación vertical y lateral.

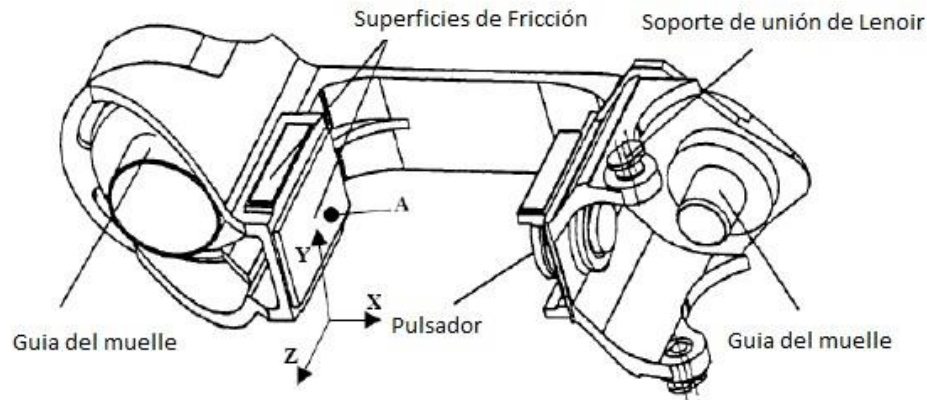


Figura 2.6. Representación de las caras de fricción de un amortiguador Lenoir [5]

2.3. GENERALIDADES RELATIVAS A LAS VÍAS FERROVIARIAS

Se denomina vía al conjunto de elementos que constituyen el camino de rodadura de los vehículos ferroviarios (figura 2.7), siendo sus principales funciones:

- El guiado del material rodante gracias a la forma y las pestañas de las ruedas.
- La sustentación de cargas, ya que la vía debe transmitir y repartir las solicitaciones manteniendo la geometría del conjunto

Las vías férreas están constituidas por infraestructura y superestructura.

La infraestructura está constituida por la plataforma, cuyas funciones principales son: servir de estructura de apoyo, soportar esfuerzos estáticos y dinámicos de trenes y vías, evitar las deformaciones de la vía y drenar agua.

La superestructura está sentada sobre la plataforma y normalmente constituida por dos filas de carriles fijados sobre las traviesas, que a su vez reposan en un lecho de materiales que forman el balasto.

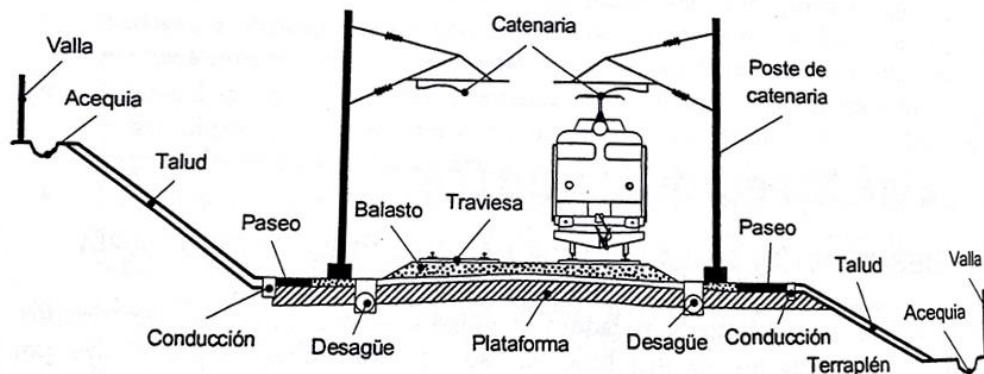


Figura 2.7. Partes y elementos de una vía férrea [6]

Para el presente estudio, el elemento más importante de la vía es el carril. Es el elemento que está directamente en contacto con las ruedas del vehículo ferroviario ejerciendo dos funciones fundamentales: por un lado la sustentación de las cargas y, por otro, el guiado de las ruedas. Los carriles deben presentar una resistencia mecánica elevada y una capacidad elevada de absorción de energía (alta tensión de rotura y alta tenacidad). La forma del carril ha evolucionado y actualmente está instalado en la mayoría de las vías europeas el carril con perfil UIC (Unión Internacional de Ferrocarril), cuyas características mecánicas se pueden observar en la tabla 2.1

Tabla 2.1. Características mecánicas de los perfiles normalizados de vías [5]

	Sección (mm ²)	Peso (kg/m)	Momento de inercia eje horizontal (cm ⁴)	Momento de inercia eje vertical (cm ⁴)
UIC-54	6934	54.43	2346	417.5
UIC-60	7686	60.34	3055	512.9
UIC-71	9079	71.27	4151.56	735.06

Los elementos que componen el carril tipo UIC son los que se observan en la figura 2.8:

- La cabeza: es la superficie de rodadura. Es la parte del carril que sufre el desgaste.
- El alma: es la encargada de transmitir las solicitaciones exteriores desde la cabeza al patín.
- El patín: es el ala inferior del perfil; debe tener la anchura suficiente para que la superficie de apoyo sobre la traviesa sea grande y haya un mejor reparto de presiones.

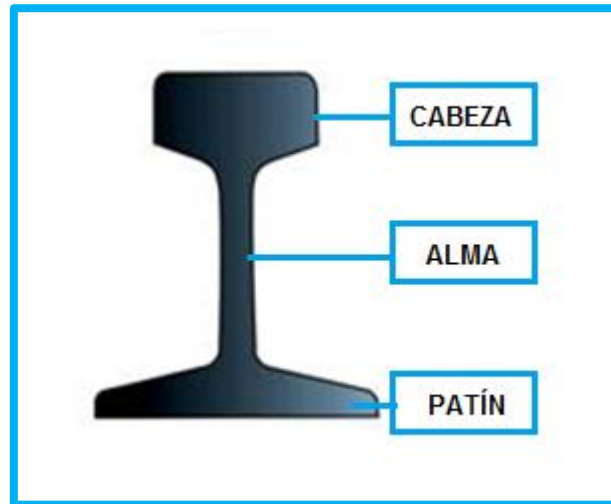


Figura 2.8. Partes del carril

2.3.1. Irregularidades de la vía

Las altas exigencias a las que está sometido el carril (altas velocidades, altas temperaturas, grandes cargas, etc.) o los fallos en la fabricación del carril, pueden provocar defectos e irregularidades no deseadas jugando un papel importante en la dinámica y estabilidad del vehículo. Algunos tipos de defectos que pueden aparecer en el carril debido a su uso son: corrugación, agrietamientos, Squats, fisuras en la cabeza del carril y quemaduras [7].

- Corrugación

Las corrugaciones son irregularidades cíclicas, generalmente verticales en la superficie de rodadura del carril. Se crean debido al desgaste causado por el deslizamiento longitudinal de la rueda sobre el carril.



Figura 2.9. Corrugaciones [24]

- Agrietamientos

Tanto los defectos de agrietamiento en la esquina de la cabeza y en la superficie de rodadura de la cabeza así como los defectos *Shelling*, se producen debido a las elevadas tensiones de cortadura que se originan en la región del contacto rueda-carril.



Figura 2.10. Agrietamiento de la superficie del carril (izquierda) y Shelling (derecha) [7]

- Squats

Los Squats son laminaciones subsuperficiales que se inician en pequeñas grietas y que al llegar a una profundidad determinada se propagan lateral y longitudinalmente a lo largo de la superficie de rodadura, debiéndose a deslizamientos entre la rueda y el carril.



Figura 2.11. Squats [7]

- Fisura en la cabeza

Pueden ser tanto verticales como horizontales. Se inician en juntas, inclusiones lineales o regiones altamente segregadas y suelen aparecer en carriles antiguos fabricados mediante lingotes en vez de en colada continua.

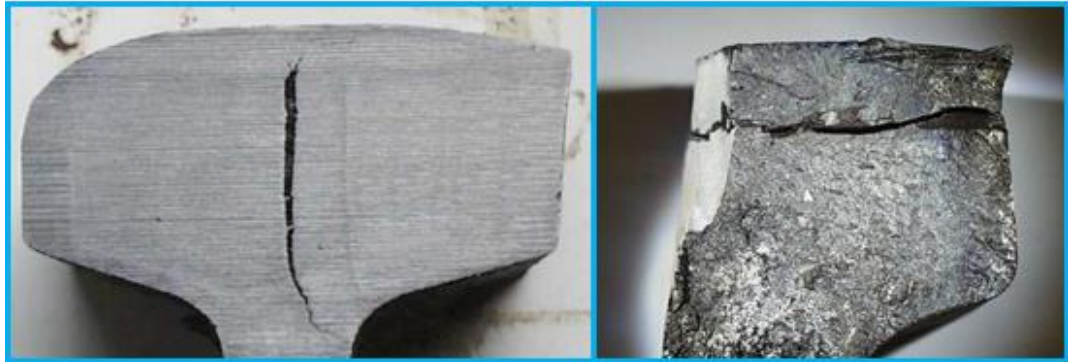


Figura 2.12. Fisura vertical de la cabeza (izquierda) y fisura horizontal de la cabeza (derecha) [7]

- Quemaduras

Defectos que se originan en la superficie de rodadura del carril y son provocados por el deslizamiento continuo de las ruedas sobre los carriles que provoca el incremento de la temperatura en los carriles



Figura 2.13. Quemadura en la superficie de rodadura [7]

2.3.2. Descripción de la geometría de la vía

La principal excitación de los vehículos ferroviarios al recorrer una vía proviene de las irregularidades de la geometría de ésta (figura 2.14). Por eso es importante hacer una descripción y estudio de estas irregularidades y su influencia en el comportamiento del vehículo. Estos estudios son necesarios para evaluar la calidad de la vía, el rendimiento del vehículo, el confort de los pasajeros y los daños que pueden provocarse en la mercancía.

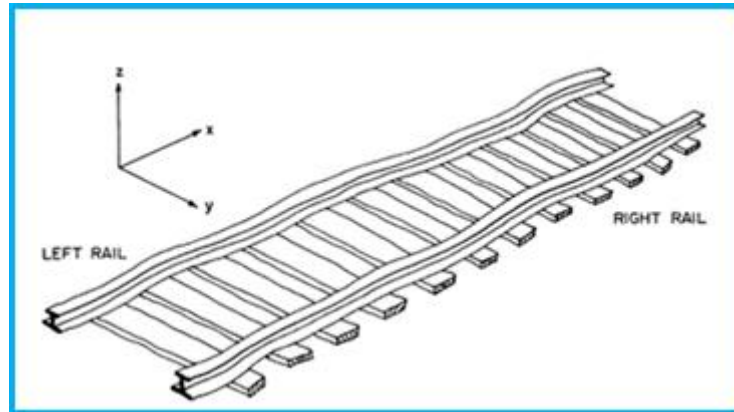


Figura 2.14. Esquema de una vía con irregularidades [8]

Las irregularidades de la vía pueden describirse como la composición de cuatro parámetros geométricos [8] que son:

- *Gauge*: definido como la distancia horizontal entre las cabezas de los carriles.
- *Cross level*: definido como la diferencia entre las elevaciones de los dos raíles.
- *Alignment*: definido como la media de las posiciones laterales de los dos raíles (normalmente representado como una línea central).
- *Vertical Profile*: definido como la media de elevación de los dos raíles.

Estos parámetros se muestran esquemáticamente en la figura 2.15. y definidas matemáticamente como:

$$Gauge = \frac{(Y_L - Y_R)}{2} \quad (2.1)$$

$$Cross\ level = \frac{(Z_L - Z_R)}{2} \quad (2.2)$$

$$Alignment = \frac{(Y_L + Y_R)}{2} \quad (2.3)$$

$$Vertical\ Profile = \frac{(Z_L + Z_R)}{2} \quad (2.4)$$

Los parámetros del tipo *Alignment* y *Cross level* son las causas principales de las vibraciones laterales en vehículos ferroviarios, mientras que *vertical Profile* tiene una pequeña influencia en la dinámica lateral del vehículo y *Gauge* juega un importante papel en la estabilidad lateral del vehículo.

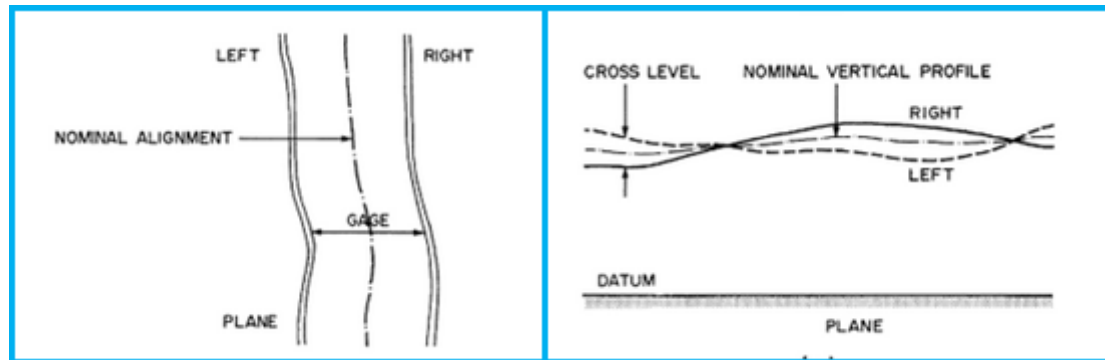


Figura 2.15. Esquema de los parámetros geométricos

2.3.3. Representación analítica de la geometría de la vía

Para estudiar el efecto de las irregularidades se requiere hacer una representación analítica de la geometría de la vía. Sin embargo, es imposible hacer una representación completa y detallada de la trayectoria que contenga la información sobre las longitudes de onda y las amplitudes de las irregularidades de la vía, por lo que se recurre a representaciones estadísticas, de variaciones geométricas periódicas y de variaciones geométricas asiladas [8].

- Representación estadística:

Para tener una descripción estadística de la geometría de la vía se puede recurrir a un análisis de densidad espectral de potencia (DEP) para la medición de las irregularidades de la vía (figura 2.16).

Los modelos basados en DEP son muy útiles para determinar tipos de respuesta del vehículo y para calcular el valores medios cuadráticos de las desviaciones y curvaturas del raíl, niveles de vibración en el vehículo, fuerzas en el contacto rueda carril y desplazamientos relativos entre los componentes del vehículo.

Por otra parte el DEP es una herramienta analítica limitada por utilizar valores cuadráticos medios y por lo tanto no puede predecir valores pico, lo cual camufla las variaciones geométricas aisladas. Las variaciones aisladas representan casos especiales que ocurren ocasionalmente pero no tienen patrones regulares.

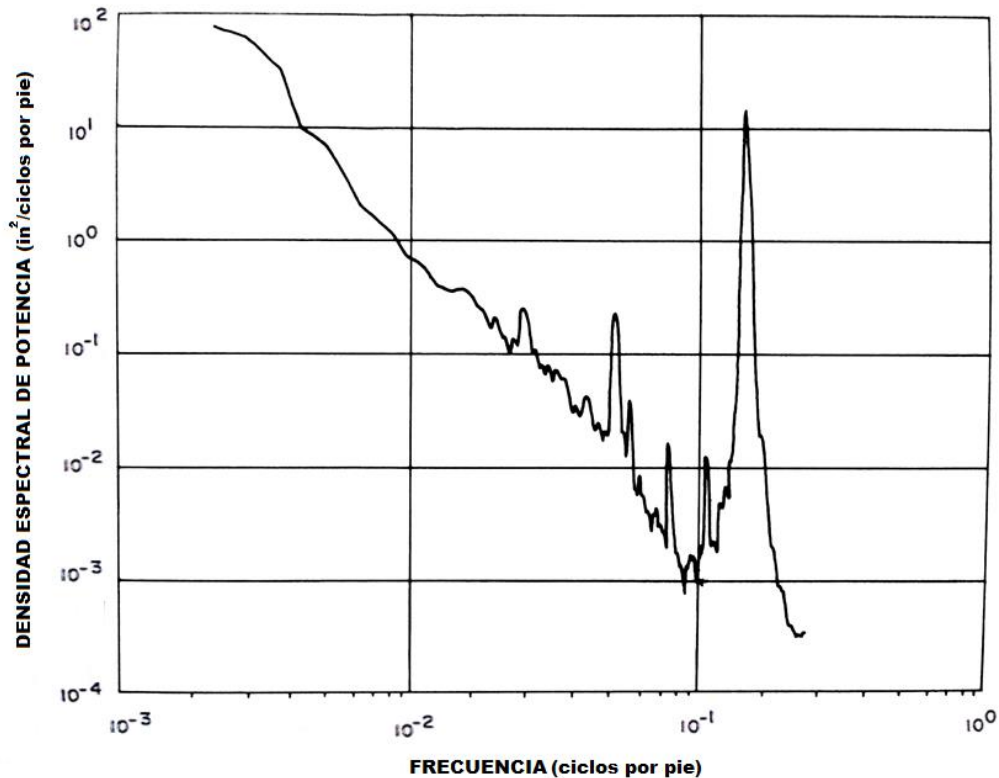


Figura 2.16. DEP en la línea central de la vía [8]

- Representación de variaciones geométricas periódicas:

En este tipo de representación, se consideran vías compuestas por vanos de igual longitud y estos vanos se unen por medio de juntas o soldaduras que provocan irregularidades periódicas en la trayectoria. El comportamiento observado en las juntas se corresponde con la siguiente ecuación analítica:

$$y(x) = A \cdot e^{-k \cdot |x|} \quad (2.5)$$

Donde:

- X = posición longitudinal del rail
- Y(x) = irregularidad del rail
- A = amplitud de la irregularidad
- K = velocidad con la que la irregularidad se disipa

La duración ($1/k$) de la irregularidad de la junta es del orden de 0.6 a 3 m y su amplitud (A) entre 0 y 8 cm. Ambas duración y amplitud se incrementan con la degradación de la unión.

- Representación de variaciones geométricas aisladas:

La representación de variaciones aisladas es utilizada para casos especiales que se han observado y que ocurren ocasionalmente.

Se han identificado siete variaciones geométricas aisladas fundamentales en la vía, que son: *Cusp*, *Bump*, *Jog*, *Plateau*, *Trough*, *Sinusoid* y *Damped Sinusoid*. En la tabla 2.2 se muestra la gráfica y la función analítica que pueden ser usadas para describir estas variaciones geométricas.

La ecuación analítica de estas variaciones dependen de dos parámetros, la amplitud A y un parámetro de duración k . La duración de estas variaciones es proporcional a $1/k$.

En la tabla 2.3 se muestra el rango de valores para A y k que se han observado en las vías estudiadas [9].

Tabla 2.2. Variaciones geométricas aisladas en la vía

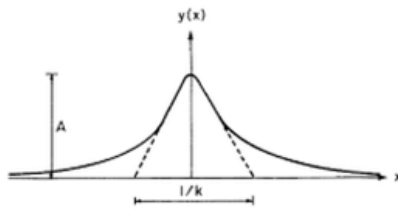
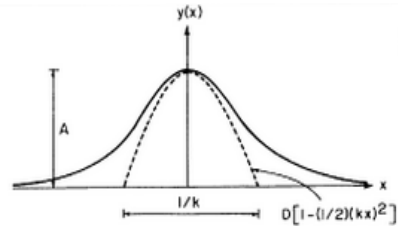
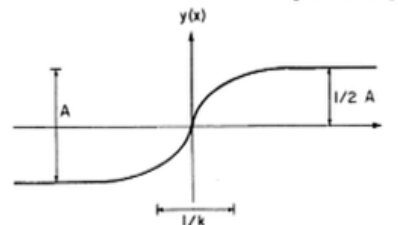
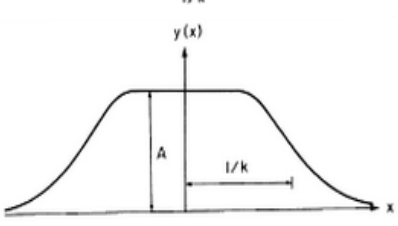
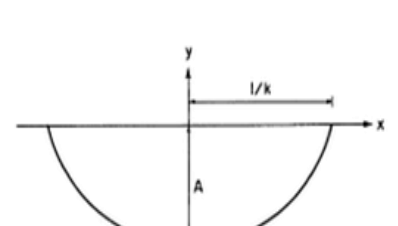
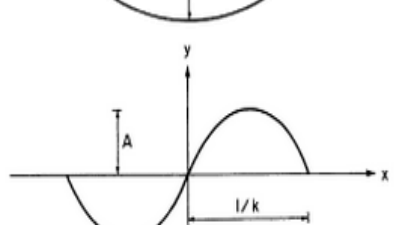

Nombre	Gráfico	Ecuación analítica
<i>CUSP</i>		$y = A \cdot e^{-k \cdot x }$
<i>BUMP</i>		$y = A \cdot e^{-\frac{1}{2}(k \cdot x)^2}$
<i>JOG</i>		$y = \frac{A \cdot k \cdot x}{(1 + 4 \cdot k^2 \cdot x^2)^{1/2}}$
<i>PLATEAU</i>		$y = \left(\frac{A^2}{1 + (K \cdot x)^8} \right)^{1/2}$
<i>TROUGH</i>		$y = A \cdot k \cdot \left[\left(\frac{1}{k} \right)^2 - x^2 \right]^{1/2}$
<i>SINUSOID</i>		$y = A \cdot \sin(\pi \cdot k \cdot x)$
<i>DAMPED SINUSOID</i>		$y = A \cdot e^{-k \cdot x} \cdot \cos(\pi \cdot k \cdot x)$

Tabla 2.3. Rango de valores para la amplitud y duración de las variaciones aisladas

Nombre	Rango de valores							
	<i>Gauge</i>		<i>Alignment</i>		<i>Cross level</i>		<i>Profile</i>	
	A (in.)	k (ft ⁻¹)	A (in.)	k (ft ⁻¹)	A (in.)	k (ft ⁻¹)	A (in.)	k (ft ⁻¹)
<i>Cusp</i>	0.8-1.4	0.016-0.061	0.5-3.0	0.011-0.103	0.9-3.0	0.031-0.095	0.9-3.0	0.016-0.095
<i>Bump</i>	0.8-1.4	0.031-0.040	0.5-2.8	0.009-0.083	1.0-3.0	0.017-0.831	0.5-4.0	0.013-0.065
<i>Jog</i>	*	*	0.5-3.3	0.006-0.025	1.6-2.8	0.020-0.050	0.5-5.0	0.008-0.045
<i>Plateau</i>	0.8-1.3	0.029-0.080	1.2-1.6	0.025-0.027	0.6-1.0	0.026-0.040	0.9-3.0	0.009-0.033
<i>Trough</i>	*	*	1.4-2.2	0.013-0.029	*	*	0.7-2.0	0.020-0.025
<i>Sinusoid</i>	*	*	0.8-1.2	0.033-0.020	*	*	1.0-1.5	0.020-0.025
<i>Damped Sinusoid</i>	0.5-1.0	*	1.0-2.2	0.013-0.015	0.9-1.2	0.051-0.061	*	*

Las variaciones aisladas de la geometría de la vía, normalmente aparecen en tramos de uso especial (puentes, cruce de vías, espirales, desvíos, etc.) y otras anomalías, tales como zonas con una subestructura poco rígida o áreas de insuficiente drenaje. La tabla 2.4 muestra las localizaciones típicas de cada tipo de variación que han sido observadas. Estas variaciones pueden aparecer como eventos aislados, de forma periódica y combinadas unas con otras (de diferente tipo o del mismo tipo con diferentes parámetros). Las variaciones que aparecen como eventos aislados provocan una entrada transitoria que pueden provocar interacciones dinámicas en el vehículo. Las variaciones geométricas fundamentales que ocurren encadenadas son definidas como una variación periódica aunque varíe la amplitud de éstas, mientras la longitud de onda se mantenga aproximadamente constante. Los eventos encadenados pueden causar una interacción dinámica entre el vehículo y el carril. Cuando la frecuencia de las variaciones encadenadas coincide con la frecuencia natural del vehículo se provocan respuestas de grandes amplitudes.

El comportamiento periódico ha sido observado solo en variaciones geométricas de tipo *Cusp*, *Bump*, *Jog* y *Sinusoid*. El ejemplo más común de respuesta de un vehículo debido a un comportamiento periódico es el fenómeno llamado rock-and-roll debido a juntas que aparecen alternativamente en el carril izquierdo y derecho, aparecen como variaciones tipo *Cusp* en *Cross level* y dan un aspecto de dientes de sierra.

Las variaciones geométricas combinadas se definen como las que ocurren simultáneamente en más de un parámetro geométrico de la vía.

Tabla 2.4. Localizaciones típicas de cada tipo de variación aislada

Nombre	Localizaciones típicas
<i>Cusp</i>	Juntas, desvíos, pliegues térmicos, carriles de amortiguamiento, pilares de puentes
<i>Bump</i>	Zonas poco rígidas, hundimientos, zonas embarradas, fallo del balasto, juntas, espirales, paso a nivel, puentes, pernos sueltos, desvíos
<i>Jog</i>	Espirales, puentes, cruces, transiciones de balasto
<i>Plateau</i>	Puentes, pasos a nivel
<i>Trough</i>	Zonas poco rígidas, plataformas débiles e inestables, espirales
<i>Sinusoid</i>	Espirales, zonas poco rígidas , puentes
<i>Damped Sinusoid</i>	Espirales, desvíos, zonas poco rígidas



Figura 2.17 Puntos típicos de irregularidades

2.4. GENERALIDADES RELATIVAS AL MARCO FÍSICO-MATEMÁTICO

Un aspecto importante a estudiar en los sistemas estructurales es su comportamiento dinámico; las frecuencias y modos propios de una estructura definen el comportamiento de la misma frente a cargas exteriores dependientes del tiempo. Cuando la frecuencia de estas cargas es similar a una frecuencia propia de la estructura, pueden provocar movimientos de la estructura de gran amplitud, reduciendo considerablemente la vida a fatiga incluso pudiendo provocar el colapso de la misma.

El caso más simple que se puede estudiar es el análisis de un sistema de un grado de libertad [15], es decir solo es necesaria una variable para describir su movimiento, conservativo y no forzado. Se dice que un sistema es conservativo cuando no tenga ningún elemento que le haga disipar energía. Por lo tanto, la estructura se puede representar como una masa m que puede moverse en una única dirección y unida a un punto fijo mediante un muelle de constante de rigidez k como puede observarse en la figura 2.18.

La ecuación del movimiento de este sistema cuando se desplaza una cantidad x_0 y se deja actuar es:

$$m\ddot{x} + kx = 0 \quad (2.6)$$

Con condiciones de contorno:

$$x(0) = x_0;$$

$$\dot{x}(0) = 0$$

La solución de esta ecuación diferencial es:

$$x(t) = x_0 \cdot \cos(\Omega_o \cdot t) \quad (2.7)$$

Donde:

$$\Omega_o = \sqrt{\frac{k}{m}}$$

Se obtiene un movimiento armónico a una frecuencia Ω_o que sólo depende de las características del sistema, masa (m) y rigidez (k), y no depende de las condiciones iniciales, desplazamiento inicial (x_0) o de su velocidad ($\dot{x}(0)$). A esta frecuencia se la conoce como frecuencia natural del sistema.

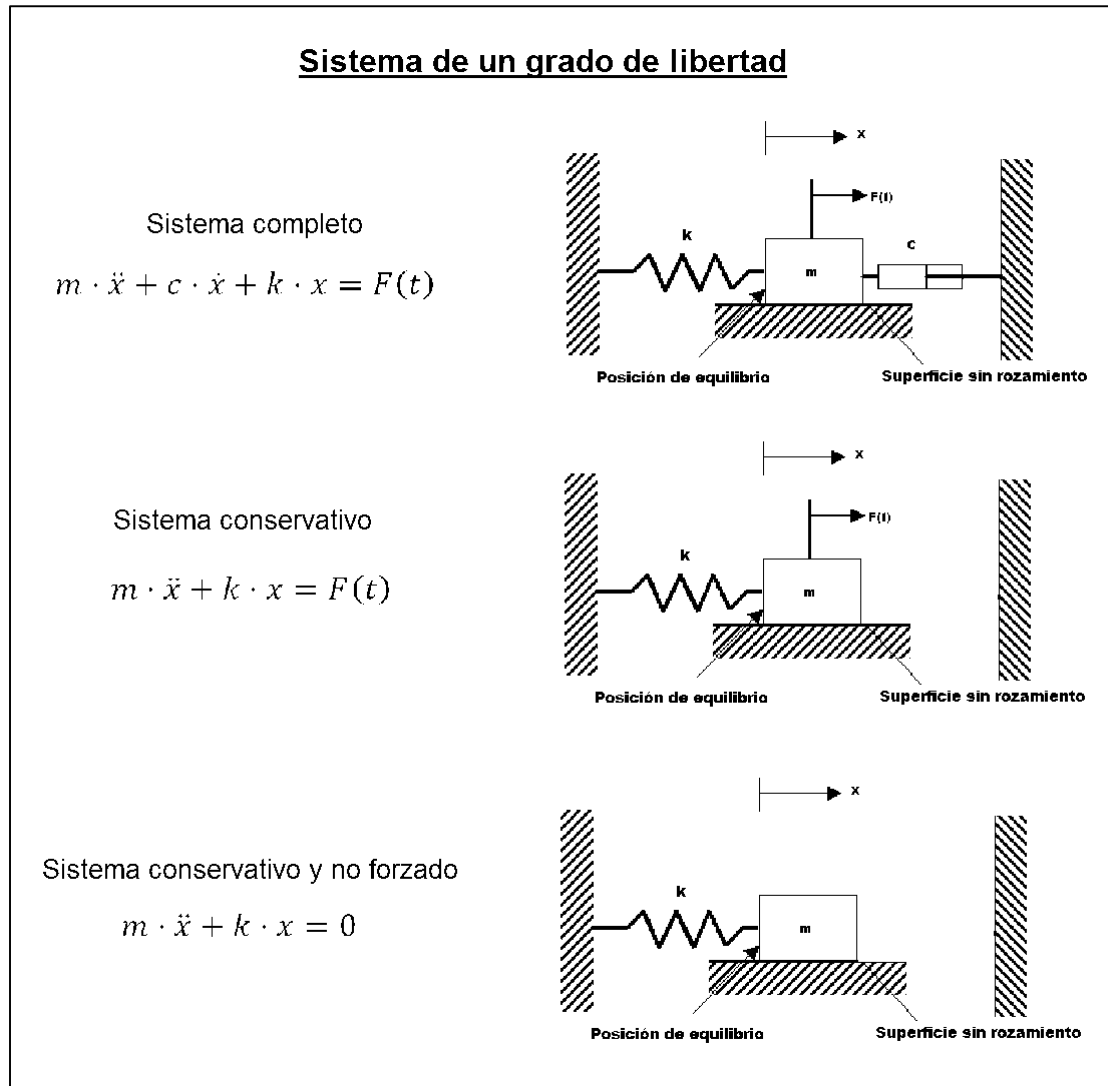


Figura 2.18. Ecuación y representación de un sistema de un grado de libertad

Para poder analizar sistemas más complejos con infinitos grados de libertad, como es el caso de un Bogie, se puede recurrir a un análisis experimental, basado en la obtención de señales temporales a través de sensores, o a un análisis modal teórico basado en modelos discretos con un mayor o menos grado de idealización, para obtener así un número de grados de libertad finito; para ello se recurre al Método de los Elementos Finitos (figura 2.19). El análisis experimental da resultados más precisos, aunque tiene la desventaja de ser un proceso más costoso frente a un cálculo computacional.

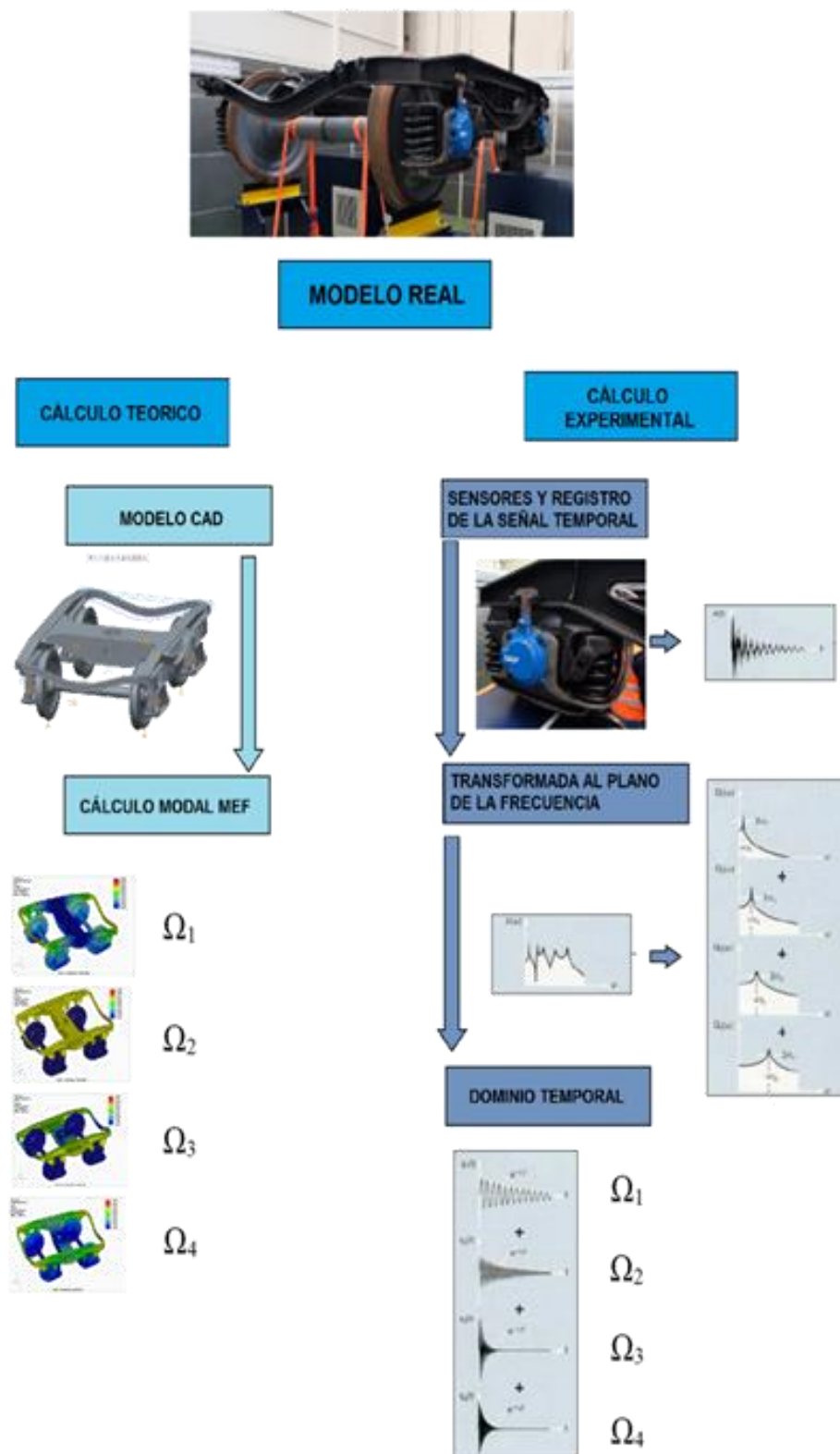


Figura 2.19. Diagrama de resolución del comportamiento dinámico mediante el cálculo teórico y experimental

2.4.1. Análisis Modal utilizando el MEF

El Método de los Elementos Finitos (MEF) permite obtener una solución numérica aproximada sobre una estructura continua, sobre el que están definidas ciertas ecuaciones en forma integral que caracterizan el comportamiento físico del problema, dividiéndola en un número elevado de subdominios no solapados entre sí llamados elementos finitos, a este proceso se le llama discretización [10], [11]. Dentro de cada elemento se distinguen una serie de puntos representativos llamados nodos y al conjunto de nodos se le llama malla.

Se define un conjunto de variables en cada nodo, denominadas grados de libertad, que en un problema estático en una estructura de tres dimensiones se corresponden a los desplazamientos en cada una de las dimensiones definidas. Las relaciones entre valores de una determinada variable entre nodos se pueden escribir en forma de sistemas de ecuaciones lineales. La matriz de dicho sistema de ecuaciones se llama matriz de rigidez del sistema.

En un problema estático, el objetivo es calcular el campo de desplazamientos, para ello se utiliza la matriz de rigidez y condiciones de contorno y, posteriormente, a través de las relaciones de compatibilidad y comportamiento, las deformaciones y tensiones respectivamente.

$$[K] \cdot \{U\} = \{F\} \quad (2.8)$$

Donde:

- $[K]$ = Matriz de rigidez
- $\{F\}$ = Matriz columna de fuerzas externas
- $\{U\}$ = Matriz columna de desplazamiento

La aplicación del Método de los Elementos Finitos para describir el comportamiento dinámico de una estructura flexible [12], como es el análisis del Bogie que se estudia en este proyecto, puede describirse por la siguiente ecuación de movimiento escrito en forma matricial.

$$[M] \cdot \{\ddot{U}\} + [C] \cdot \{\dot{U}\} + [K] \cdot \{U\} = \{F\} \quad (2.9)$$

Donde:

- $[M]$ = Matriz de masa
- $[C]$ = Matriz de amortiguamiento
- $[K]$ = Matriz de rigidez
- $\{F\}$ = Matriz columna de excitación externa
- $\{U\}$ = Matriz columna de desplazamiento

Las matrices M, C y K son matrices simétricas cuadradas de orden n x n, donde n es el número de grados de libertad requeridos por el modelo de elementos finitos para describir la estructura elástica. La matriz columna F es de orden nx1 y representa las cargas externas de la estructura. En el caso de un Bogie, éstas pueden ser debido a irregularidades en la vía, cargas aerodinámicas, desplazamiento de mercancías, etc. La matriz columna U es de orden nx1 y representa los posibles desplazamientos de los nodos que componen el modelo de elementos finitos.

Para calcular los modos de vibración, no se tiene en cuenta los términos de amortiguación ni fuerzas externas del sistema. Por lo que la ecuación del movimiento se reduce a:

$$[M] \cdot \{\ddot{U}\} + [K] \cdot \{U\} = \{0\} \quad (2.10)$$

La solución de esta ecuación es de la forma:

$$\{U\} = \{D\} \cdot e^{i \cdot \omega \cdot t} \quad (2.11)$$

Donde D es un vector nx1 y representa una frecuencia natural de la estructura.

Sustituyendo esta solución en la ecuación del movimiento (ecuación 2.10), nos conduce a un problema modal general.

$$[K] - \omega^2 [M] \cdot \{D\} = 0 \quad (2.12)$$

La solución a este problema se puede dar cuando $\{D\}$ o $[K] - \omega^2 [M]$, se hacen cero. Una solución no trivial a esta ecuación se da cuando el determinante de la ecuación característica satisface:

$$|[K] - \omega^2 [M]| = 0 \quad (2.13)$$

Esta ecuación se llama ecuación de frecuencia característica y la expansión del determinante resulta en una ecuación algebraica de orden n^2 , cuyas raíces reales y positivas representan las frecuencias naturales de la estructura ω_i ($i=1,2,\dots,n$). Así el problema se reduce a encontrar los valores propios (que nos darán las frecuencias naturales del sistema) y los vectores propios (modos de vibración) del sistema.

2.4.2. Análisis Dinámico

Un análisis dinámico estudia la respuesta de una estructura cuando las cargas que se aplican sobre ella no pueden considerarse cuasiestáticas, es decir cuando las cargas son dependientes del tiempo.

La resolución de este problema se puede realizar a través de los siguientes métodos [13]:

- Método espectral: Utilizado para el cálculo de fuerzas sísmicas debido a que los espectros sísmicos son fácilmente generalizables y normalizables. El método permite determinar espectros “envolventes” que representan la sismografía de un determinado lugar.
- Método de superposición modal: El método de superposición modal tiene un fundamento similar al método espectral pero para el análisis de las diversas cargas dinámicas en lugar de una envolvente de aceleraciones. Es uno de los métodos

generales recomendado por la IAPF (Instrucción de Acciones en Puentes de Ferrocarril) para análisis de trenes reales.

- Método evolutivo o explícito: El método evolutivo realiza la integración numérica en el tiempo de las aceleraciones de cada punto. la aceleración de un punto en cada instante está determinada a partir del estado de deformaciones del instante anterior y estas aceleraciones se integran en velocidades y deformaciones para calcular la aceleración de un instante posterior. Proporciona soluciones muy precisas, aunque el coste computacional es muy superior al método de superposición modal.

Para el análisis dinámico debido a las irregularidades de la vía, el método de resolución utilizado por PTC Creo es el método de superposición modal. Para la aplicación de este método es necesario un análisis modal previo, donde se ignora el amortiguamiento del sistema, y que posteriormente se aplicará como un amortiguamiento modal, es decir, se aplica un coeficiente de amortiguamiento para cada modo de vibración.

Es necesario transformar el sistema original del espacio físico al espacio modal. Para ello se sustituye en la ecuación dinámica (ecuación 2.9) los desplazamientos $u(t)$ por su valor en función de los modos propios de vibración $[a]$ y de unas funciones $Y(t)$ (ecuación 2.14).

Por otra parte si la matriz $[C]$ es nula o despreciable, se considera el sistema desacoplado para después aplicar un amortiguamiento modal al sistema $[C]_i$ utilizando la ecuación 2.15.

$$\{U\} = [a] \cdot \{Y\} \quad (2.14)$$

$$[C]_i = 2 \cdot \beta_i \cdot [M] \cdot \omega_i \quad (2.15)$$

Resultando:

$$\ddot{Y}_i + \beta_i \cdot 2 \cdot \omega_i \cdot \dot{Y}_i + \omega_i^2 \cdot Y_i = \frac{P_i(t)}{M_i} \quad (2.16)$$

Donde:

- $\{U\}$ = Matriz columna de desplazamiento
- $Y_i(t)$ = Función intermedia propia del modo i
- $[a]$ = Matriz de modos de vibración ($\{D\}_1, \{D\}_2, \dots, \{D\}_n$)
- $\{Y\}$ = $\{Y_1, Y_2, \dots, Y_n\}^T$
- M_i = Masa reducida ($\{a\}_i^T \cdot [M] \cdot \{a\}_i$)
- $P_i(t)$ = $\{a\}_i^T \cdot \{F\}$
- ω_i = Frecuencia propia del modo i de vibración
- β_i = Porcentaje de amortiguamiento critico

El sistema resultante es un sistema de n ecuaciones con n incógnitas desacopladas entre sí y que puede ser resuelto rápidamente. Una vez determinadas las funciones $Y_i(t)$ se puede calcular las deformaciones devolviendo de nuevo al espacio físico utilizando la ecuación 2.14, y a través de ellas los esfuerzos en todos los puntos de la estructura y para todos los instantes de tiempo.

Capítulo 3

Metodología

3.1. INTRODUCCIÓN A PTC CREO

El software PTC Creo, anteriormente conocido como Pro / ENGINEER, es un conjunto de aplicaciones de diseño, fabricación e ingeniería asistida por ordenador. Es una solución creada por Parametric Technology Corporation (PTC) en 1985, y fue el primero en el mercado con software asociativo de modelado paramétrico [16].

Actualmente Creo Parametric compite en el mercado con software como CATIA y Siemens NX, siendo su principal ventaja el que sea más económico que éstos.

PTC ha lanzado varias versiones, desde Pro/Engineer 8.0 hasta la 20.0, y posteriormente las versiones Pro/Engineer Wildfire desde la 1.0 hasta la 5.0. La versión utilizada en el presente proyecto es la versión PTC Creo 2.0 que presenta ciertas mejoras respecto a la Wildfire 5.0 [22].

PTC Creo es un software que pertenece a la categoría de CAD/CAM/CAE, y sus capacidades se pueden dividir principalmente en tres: diseño, análisis y fabricación.

- **Ingeniería de Diseño:**

PTC Creo ofrece una gama de herramientas de geometría general y otras disciplinas de diseño como soldadura, tuberías, cableado, etc. Estos instrumentos proporcionan conceptos de diseño industrial real, de manera que pueden ser usados como referencia antes de realizar el producto.

- **Análisis:**

PTC Creo tiene numerosas herramientas de análisis que engloban análisis térmico, estático, dinámico y de fatiga, junto con otras herramientas diseñadas para ayudar en el desarrollo del producto. Estas herramientas incluyen factores humanos, la tolerancia de fabricación, el flujo de molde y la optimización del diseño.

- **Fabricación:**

La capacidad de manufactura de PTC Creo reside en sus soluciones de control numérico y de opciones que permiten a los fabricantes crear herramientas, trayectorias de herramientas de CN y programas de inspección mientras se realiza el trabajo de diseño de productos.

Los módulos utilizados en el presente proyecto son el *Creo Parametric* para realizar la ingeniería de diseño (creación de piezas y ensamblaje del modelo, creación de superficies, localización de puntos, etc) y el módulo *Creo Simulate* para la realización de análisis (conexiones entre piezas, elección del material, mallado, análisis modal y dinámico, etc.).

3.1.1. Tipos de conexiones

Para idealizar la interacción entre las piezas de un conjunto, PTC Creo ofrece tres tipos de conexiones (*Rigid link*, *Weighted Link* e *Interface*):

- ***Rigid Link*:** Permite la conexión entre elementos como puntos, superficies o curvas entre sí, comportándose estos elementos como un sólido rígido cuando se utiliza la opción de *Simple Rigid Link*.
- ***Weighted Link*:** Permite la conexión entre puntos, superficies o curvas con un punto de referencia. A diferencia de *Rigid Link*, los elementos de conexión no se comportan como sólidos rígidos, sino como sólidos flexibles, es decir, permite el movimiento relativo entre puntos de la conexión, siendo la media de los movimientos de estos puntos igual al movimiento del punto de referencia.

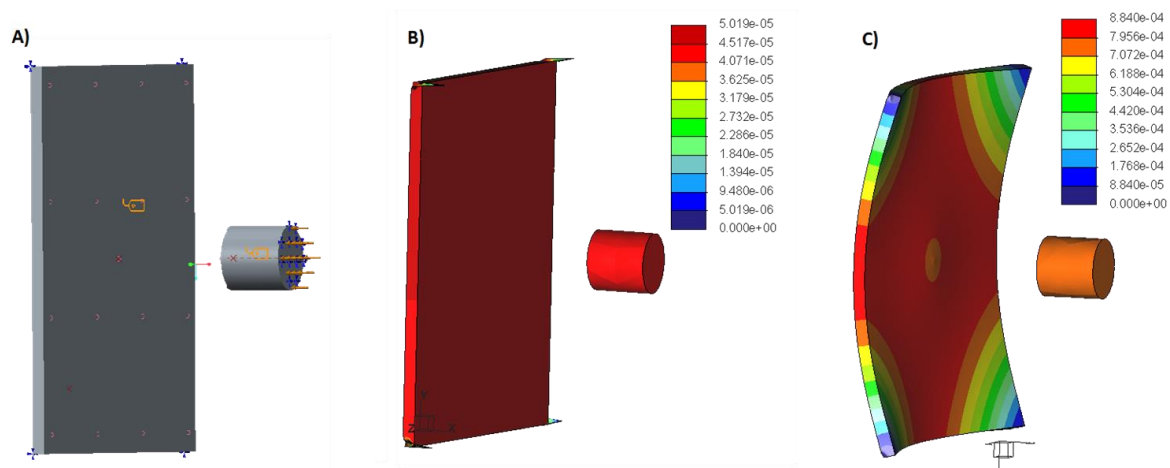


Figura3.1. Análisis estático sobre una (A) placa y punzón unidos mediante (B) *Rigid Link* y (C) *Weighted Link*

Para observar las diferencias entre *Rigid Link* y *Weighted Link* se realizó un análisis sobre un modelo simple de chapa y punzón, en el cual se empotraron las 4 esquinas de la chapa y se aplicó una fuerza en el punzón (figura 3.1-A). Para la conexión entre las superficies de la chapa y el punzón se utilizaron *Rigid Link* (figura 3.1-B) y *Weighted Link* (figura 3.1-C). Se puede observar como con una unión del tipo *Rigid Link* toda la superficie de la chapa actúa como un sólido rígido, y con una unión de tipo *Weighted Link* permite una distribución de fuerzas en la superficie de la chapa.

- **Interface:** Permite la conexión de tipo superficie-superficie o componente-componente. Existen tres tipos de *interface*:
 - Free: Es una conexión libre o de no interferencia. Este tipo de conexión es equivalente a no utilizar ninguna conexión, pero no usarla puede dar errores de mallado.
 - Bonded: Es una conexión que permite unir elementos como si no hubiese discontinuidad entre ellos.
 - Contact: es una conexión de contacto entre dos elementos, siguen siendo dos elementos independientes que pueden separarse, pero no solaparse. Para la resolución de este tipo de interfaz es necesario recurrir a análisis no lineales, impidiendo su uso para el presente proyecto.

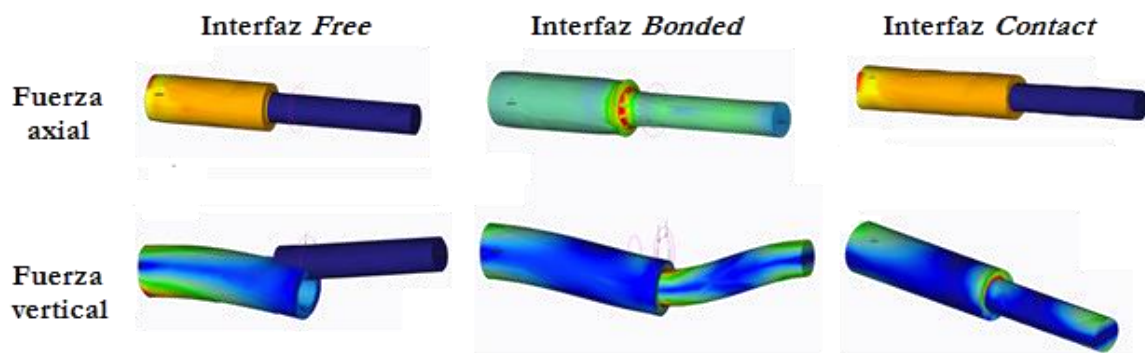


Figura 3.2. Diferentes análisis entre tubo y cilindro con diferentes uniones de tipo “interface”

Para observar las diferencias entre los diferentes tipos de interfaz, se realizaron varios análisis sobre un modelo simple de tubo y cilindro concéntricos, en el cual se empotró un extremo de cada elemento, y en el otro extremo se aplicó la interfaz entre la superficie interior del tubo, y exterior del cilindro. Se aplica una carga en el extremo no empotrado del tubo, tanto axial como vertical (figura 3.2).

Se puede observar que en la interfaz tipo *Free*, las cargas no se transmiten del tubo al cilindro, en la *Bonded* se transmiten tanto fuerzas verticales como axiales y en el tipo *Contact*, solo se transmiten las verticales.

3.1.2. Tipos de muelles

PTC Creo permite la idealización de muelles en el modelo, que permite la transmisión de esfuerzos proporcionales al desplazamiento relativo entre dos puntos, entre un punto y su proyección en una curva o en una superficie. El programa permite la utilización de tres tipos de muelles:

- **Simple:** Este tipo de muelle tiene dos constantes, una rigidez extensional y otra torsional. Ambas rigideces en la dirección del muelle, es decir en la dirección de unión de los dos puntos o de un punto con su proyección sobre una curva o superficie.
- **Advanced:** Este tipo de muelle permite definir la rigidez del muelle en diferentes direcciones, no solo en la del muelle (figura3.3).
- **To Ground:** Este punto transmite esfuerzos entre un punto y “tierra”, es decir, a un punto que no se mueve respecto al centro de coordenadas global. De igual manera que el tipo *Advanced* se puede elegir la rigidez para cada dirección.

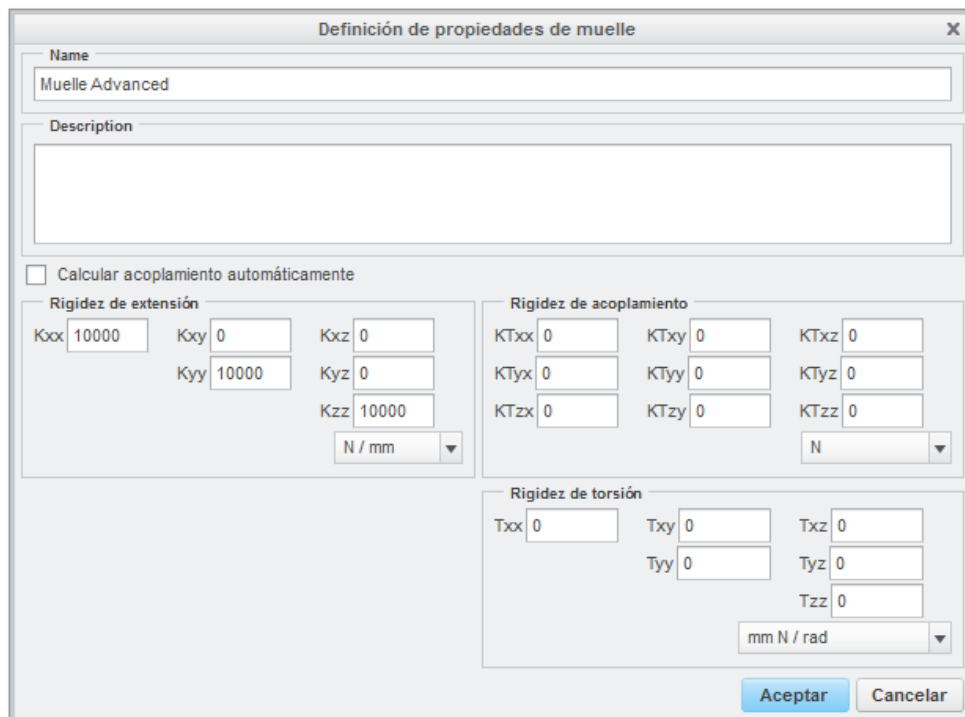


Figura 3.3. Menú de características de un muelle del tipo “Advanced”.

3.1.3. Tipos de análisis estructurales en PTC Creo

En este apartado, se explicarán los tipos de análisis que permite PTC Creo, se pueden distinguir entre los análisis térmicos y los estructurales [17].

Los análisis térmicos permiten analizar regiones de temperatura y flujos de calor en una estructura mecánica con unas condiciones de contorno y cargas térmicas dadas.

Los análisis estructurales que el módulo Creo Simulate de PTC permite son análisis estáticos, modales, de fatiga, de pandeo y análisis dinámicos.

- **Análisis estático:** Es usado para analizar deformaciones y tensiones para cargas independientes del tiempo. Permite realizar tanto análisis estáticos lineales como no lineales (como es el caso de un análisis de contacto entre componentes).
- **Análisis modal:** Permite determinar las características de vibración de una estructura (las frecuencias naturales y la forma de vibración). Este análisis es un requisito previo para la realización de análisis dinámicos.
- **Análisis con precarga:** Permite la realización de análisis estáticos o modales, pero con una precarga aplicada en la estructura.
- **Análisis de fatiga:** Permite determinar el número de ciclos de vida de un componente dadas unas cargas oscilatorias o dados el número de ciclos, calcular la carga máxima.
- **Análisis de pandeo:** Para la realización de este análisis es necesario calcular un análisis estático previo, a partir del cual se calcula un factor de pandeo. Si dicho factor se multiplica por la carga del análisis estático se obtendría la carga crítica a partir de la cual la estructura se vuelve inestable.
- **Análisis dinámico:** Es utilizado cuando las cargas aplicadas no pueden considerarse cuasiestáticas, el programa es capaz de resolver este tipo de problemas mediante el método de superposición modal. Un análisis dinámico debe tener siempre un análisis modal previo de referencia, por lo que el sistema dinámico debe ser lineal, es decir, no puede resolver problemas de contacto o de fricción. Creo Simulate permite realizar cuatro tipos de análisis dinámicos:
 - *Dynamic Frequency Analysis:* Un sistema es excitado de forma periódica y armónica, es decir, se le aplica una fuerza descrita por una función coseno que varía con la frecuencia $F(\omega)$.
 - *Dynamic Time Analysis:* Realiza un análisis transitorio debido a una excitación externa introducida dependiente del tiempo $F(t)$.
 - *Random Response Analysis:* La entrada y salida del sistema son descritas con unas funciones obtenidas a partir de un estudio de densidad espectral.
 - *Dynamic Shock Analysis:* Se analiza la respuesta del sistema ante un espectro de excitaciones transitorias de corta duración. Es el método utilizado típicamente para el diseño de estructuras ante terremotos

3.1.4. Mallado en PTC Creo

Para obtener una solución más próxima a un modelo real, se recurre a un método iterativo basado en la convergencia para la resolución de problemas de elementos finitos. Actualmente se utilizan dos tipos de métodos para demostrar la convergencia numérica de la solución. El *h-method* y el *p-method* [17].

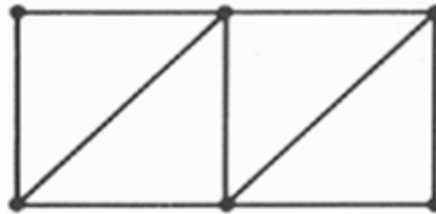


Figura 3.4. Malla original

H-method es el método de resolución convencional que obtiene el resultado realizando un refinamiento de malla con el mismo tipo de elemento que la malla original (figura 3.4). Se reduce el tamaño (h) de un elemento formando dos o más elementos del mismo tipo pero más pequeños (figura 3.5).

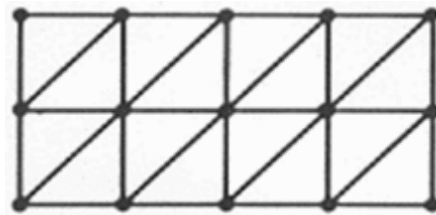


Figura 3.5 Refinamiento de la malla por *h-method*

P-method, es el método utilizado por CREO Simulate, obtiene el resultado usando la misma malla e incrementando la precisión del campo de desplazamientos en cada elemento (figura 3.6). Este método incrementa el grado del polinomio (p) sin aumentar el número de elementos.

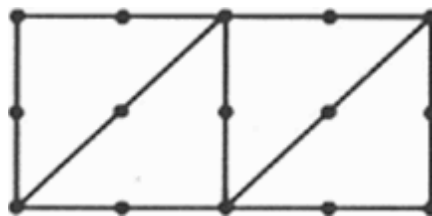


Figura 3.6 Refinamiento de la malla por *p-method*

CREO Simulate [17] utiliza dos métodos de convergencia, basados en el *p-method*, el método de convergencia *Multipass Adaptive* (MPA) y el método *Single-Pass Adaptive* (SPA).

El MPA ofrece la mayor precisión y de la que el usuario puede sacar más información y permite elegir el parámetro de convergencia que se desee (parámetro de control, *local strain energy* o

global RMS stress) y el porcentaje de convergencia. Pero es el método que consume más recursos y tiempo.

El SPA es un método que ofrece el mejor compromiso entre precisión de los resultados y utilización de recursos y tiempo. Este método no es recomendado para conjuntos de elementos con grandes diferencias en las rigideces de sus materiales (en el presente proyecto se utilizará el mismo material para todos los elementos del bogie).

Existe otra opción llamada *Quick Check* (QC) el cual no es un método de convergencia, pero es una manera rápida para observar el comportamiento del modelo rápidamente.

En la figura 3.7 se pueden observar las recomendaciones que ofrece PTC Creo para la elección del tipo de convergencia [17].

Convergence Method	Polynomial Order	Elapsed Time	Displacement Behavior	Displacement Quality	Stress Quality	Convergence Quality	Use Method for
Multi-Pass Adaptive	1...max. 9	large	OK	very good	very good	reviewable with measure graphs	final design layout
Single-Pass Adaptive	3...max. 9	medium	OK	very good	good	only maximum RMS stress error	testing variants
Quick Check	3	small	OK	good	bad	none	testing model-stiffness

Figura 3.7 comparativa entre diferentes métodos de convergencia

Si se desea realizar una resolución basada en *h-method* con CREO Simulate, se debería utilizar un método de convergencia que realice un único paso, como puede ser *Quick Check* ($p=3$) o un MPA restringiendo a un único grado del polinomio, y refinando la malla manualmente, es decir, reducir el tamaño máximo del elemento y realizar un análisis para cada tamaño de malla e ir manualmente comparando los resultados de cada análisis y decidir la convergencia. Aún utilizando el programa de esta forma diferiría de la definición anteriormente enunciada del *h-method* en que los sucesivos refinados de la malla no se corresponderían exactamente a un teselado de la malla original.

Para la elección del tamaño de la malla y del tipo de análisis se realizó un análisis de sensibilidad de malla que consistió en varios análisis modales con diferentes tamaños de malla (figura 3.8) y con los diferentes métodos de convergencia que ofrece el programa, en los cuales se calcularán las frecuencias de los dos primeros modos del modelo del presente proyecto con el objetivo de elegir la forma más optima de mallado y tipo de análisis, teniendo en cuenta un compromiso entre tiempo de computación y resultados obtenidos.

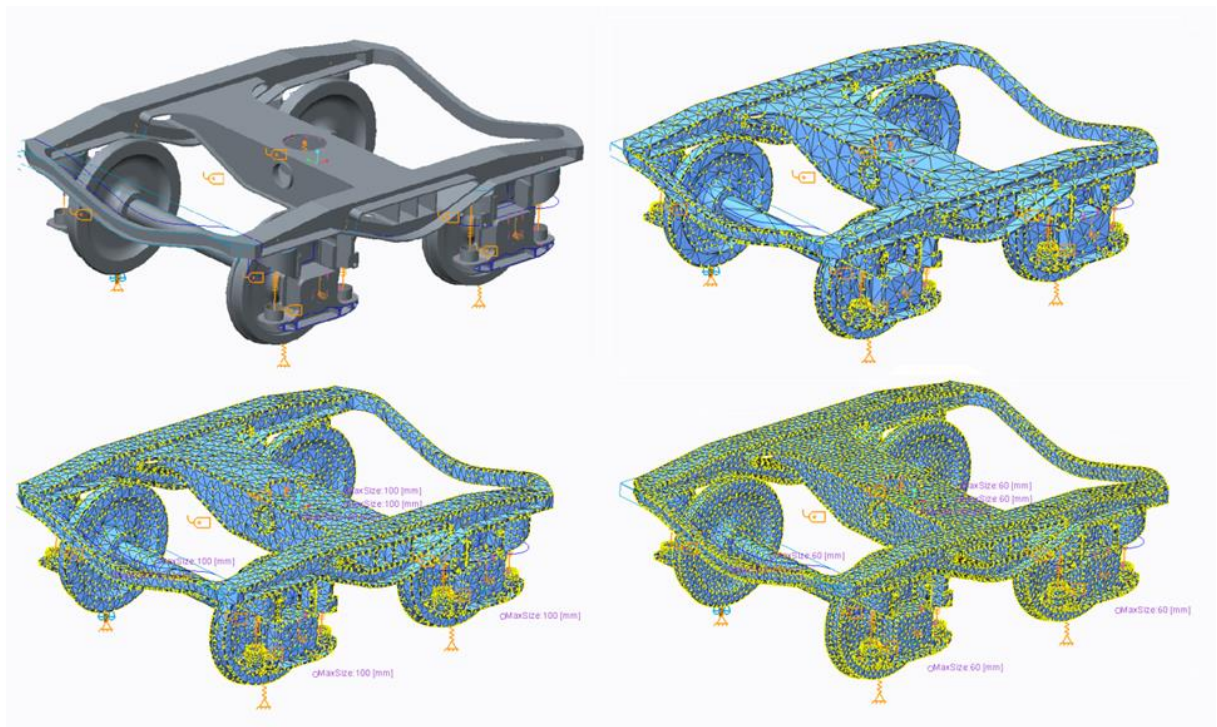


Figura 3.8. Modelo de bogie con diferentes tamaños de malla

Como se observa en los resultados de estos análisis (tabla 3.1) representados en la figura 3.9 todos los análisis, excepto en el tipo *Quick Check* con *Autogem*, ofrecen valores de frecuencia muy parejos, y como entre ellos el tiempo de computación menor se tiene con un análisis tipo SPA con mallado *Autogem*.

Por ello finalmente se decidió un mallado de tamaño por defecto (*Autogem*), y un método de convergencia de tipo SPA, puesto que esta elección presenta buenos resultados y un tiempo de computación aceptable dada la elevada cantidad de análisis que se van a realizar en este proyecto.

Tabla 3.1 Comparación de método de convergencia y mallado

	Tamaño máximo de elemento (mm)	Nº de elementos	Tiempo de computación (min)	Frecuencia modo 1 (Hz)	Frecuencia modo 2 (Hz)	Polinomio de convergencia
QC	Autogem	33534	28	5.792	7.472	3
	100	45674	79	4.504	4.790	3
SPA	Autogem	33534	38	4.537	4.804	5
	100	45674	96	4.485	4.786	6
MPA	Autogem	33534	112	4.445	4.773	6
	100	45674	>5 horas	-	-	-

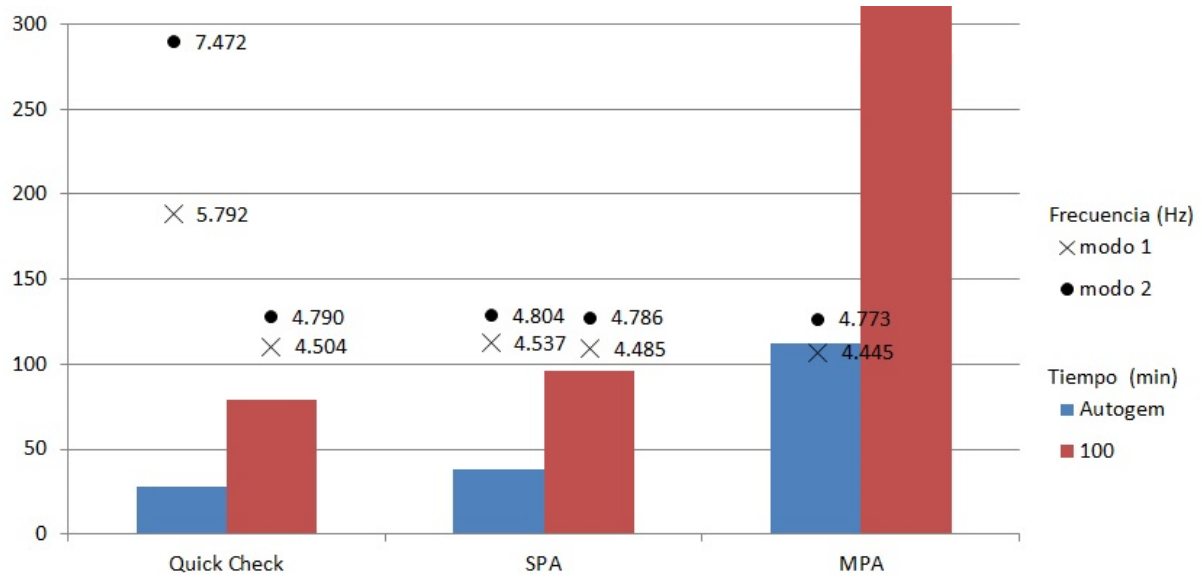



Figura 3.9. Representación gráfica de tabla 3.1

3.2. PREPARACIÓN DEL MODELO CAD

En este apartado se explicarán los pasos que se han seguido para realizar el montaje del modelo del bastidor en PTC Creo, utilizando el módulo Creo Simulate, y se explicarán las simplificaciones usadas con respecto al modelo real.

3.2.1. Contacto rueda-carril

Teóricamente la forma y tamaño de esta región de contacto entre dos cuerpos elásticos viene dada por la solución estática de Hertz [18], de acuerdo con esta teoría la forma de la huella en el contacto rueda-carril viene definida por una elipse.

Para crear esta superficie de contacto, se utiliza el módulo “Creo Parametric” donde se crea un esbozo  en el plano XY como se observa en la figura 3.10.

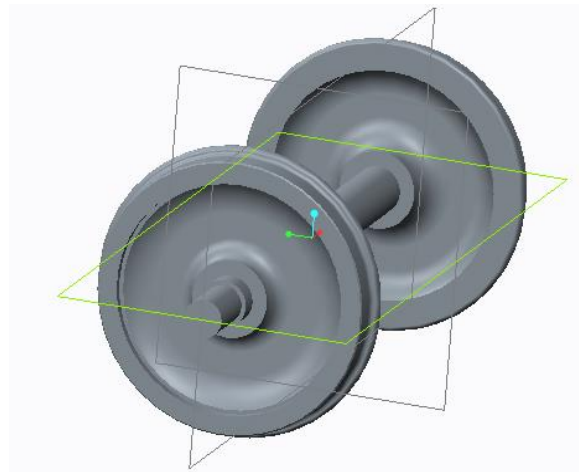


Figura 3.10. Modelo de eje calado. Plano XY

Como no es objeto de este proyecto la simulación del contacto rueda-carril, se ha simplificado utilizando una región circular, en vez de elíptica, de área de contacto 2 cm^2 para simular este contacto. También se ha supuesto que el tren circula perfectamente centrado en las vías y por lo tanto las huellas se han dibujado centradas en el perfil de las ruedas que se encuentran separadas entre sí una distancia de 1690 mm. [19]

Para la realización de la huella se ha realizado un esbozo en el plano XY anteriormente creado, y a través del menú para la elaboración de esbozos del programa (figura 3.11) se selecciona la opción de creación de circunferencias, y se creará una circunferencia de radio igual a ocho milímetros en cada rueda separadas entre sí una distancia de 1690 milímetros, como se puede observar en la figura 3.12.

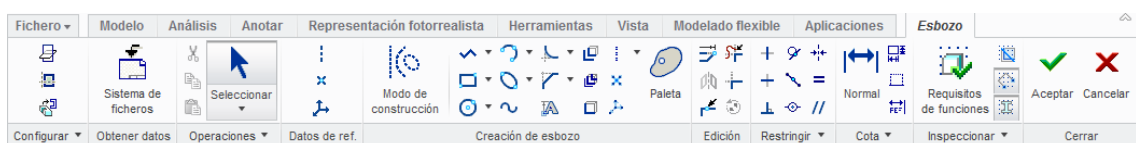


Figura 3.11. Menú PTC Creo para la elaboración de esbozos

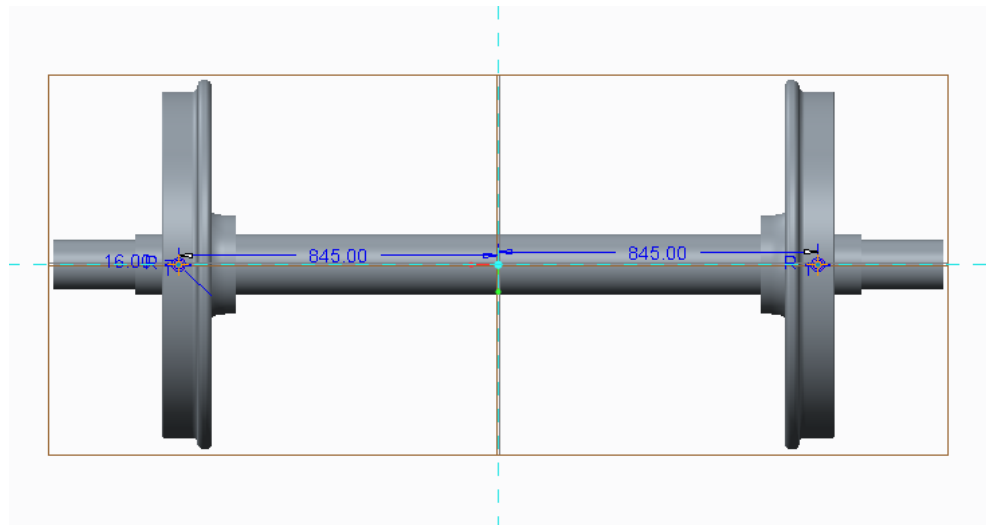


Figura 3.12. Esbozo de la huella de contacto

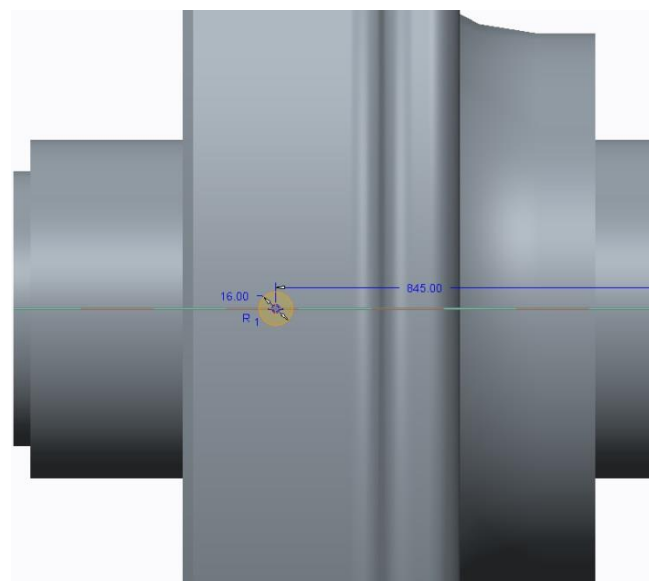

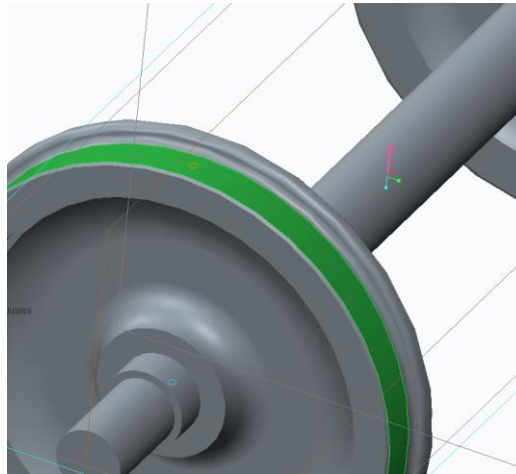



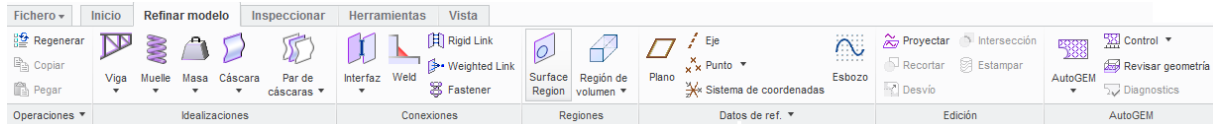
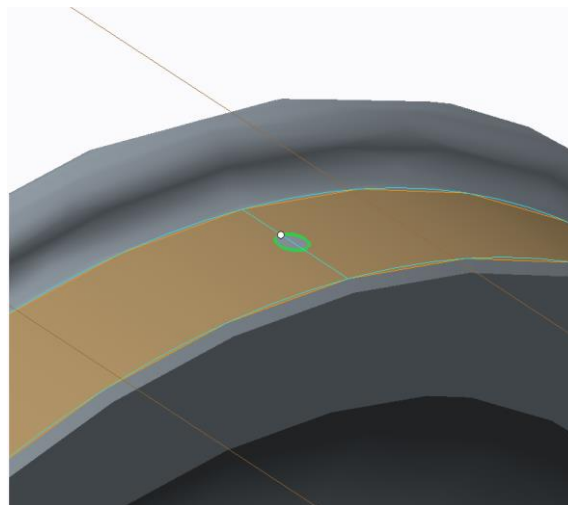
Figura 3.13. Detalle del esbozo de la huella de contacto

Este boceto se encuentra en el centro del eje, por lo que es necesario proyectarlo a la superficie de rodadura, para ello se usa la opción “PROYECTAR” , en esta opción se elige el boceto anteriormente creado (figura 3.13) y la superficie donde se desea proyectar, en este caso la superficie de rodadura (figura 3.14).

**Figura 3.14.** Superficie de proyección

PTC Creo no diferencia dos superficies independientes, sino como un boceto encima de una única superficie, para poder seleccionar la huella de contacto sin seleccionar toda la superficie de rodadura es necesario indicar al programa la división de estas superficies en dos.

Ello se realiza en el módulo “Creo Simulate” (figura 3.15), en la pestaña “REFINAR MODELO” y con la opción “SURFACE REGION” , donde se eligen las dos superficies que se han de separar, esto es la superficie de rodadura y la huella de contacto (figura 3.16).

**Figura 3.15.** Menú PTC Creo Simulate**Figura 3.16.** Selección de superficies para separar

Al final de este proceso se consigue tener la huella de contacto circular en la superficie de rodadura de cada rueda como se deseaba (figura 3.17).

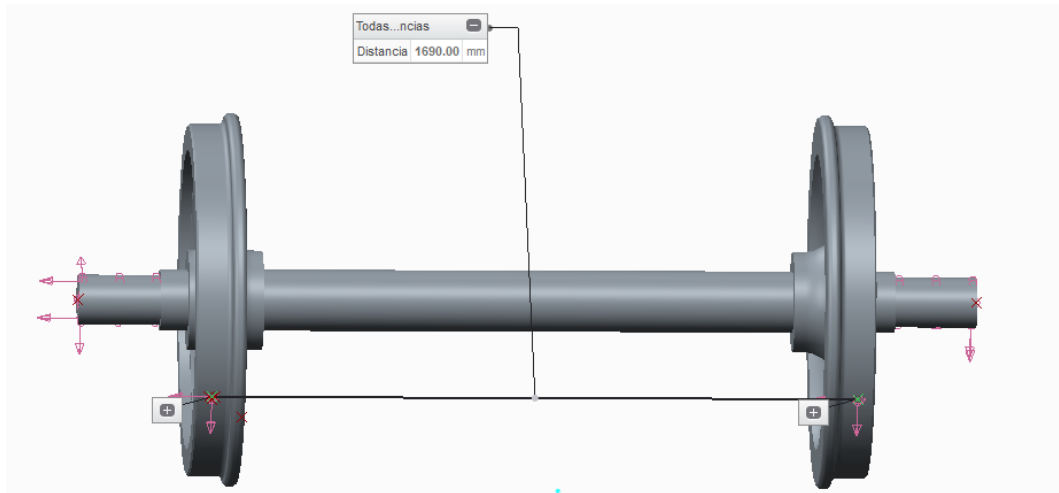



Figura 3.17. Eje calado con la huella de contacto creada

Para simular el comportamiento elástico del contacto con el carril se ha usado un resorte a tierra, para ello desde la pestaña “REFINAR MODELO” (figura 3.15) en el apartado “MUELLE” . Se selecciona un tipo de muelle “TO GROUND” y se añade un nuevo muelle con valores de rigidez vertical (K_{zz}) y longitudinal (K_{xx}) de 35.000.000 N/mm, y de rigidez transversal (K_{yy}) de 86.000 N/mm [2] (figura 3.18). Para situar el muelle se elige como punto de referencia el centro del área de contacto anteriormente creada.

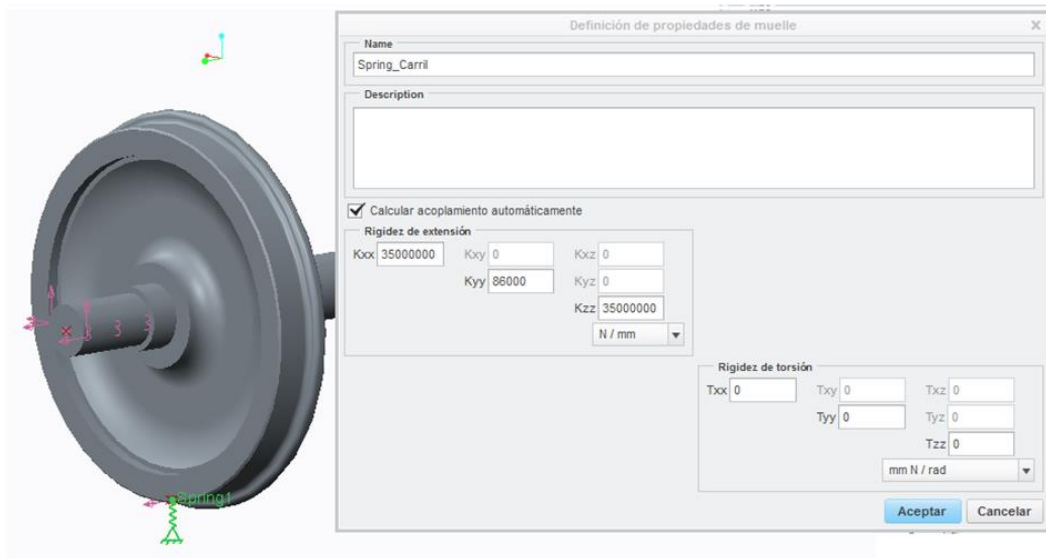


Figura 3.18. Rigideces de extensión de los muelles de contacto rueda-carril

Por último se realiza la unión entre la huella de contacto y el muelle creado con una conexión de tipo “*Weighted Link*” entre la superficie de contacto y el punto de referencia del muelle (figura 3.19).

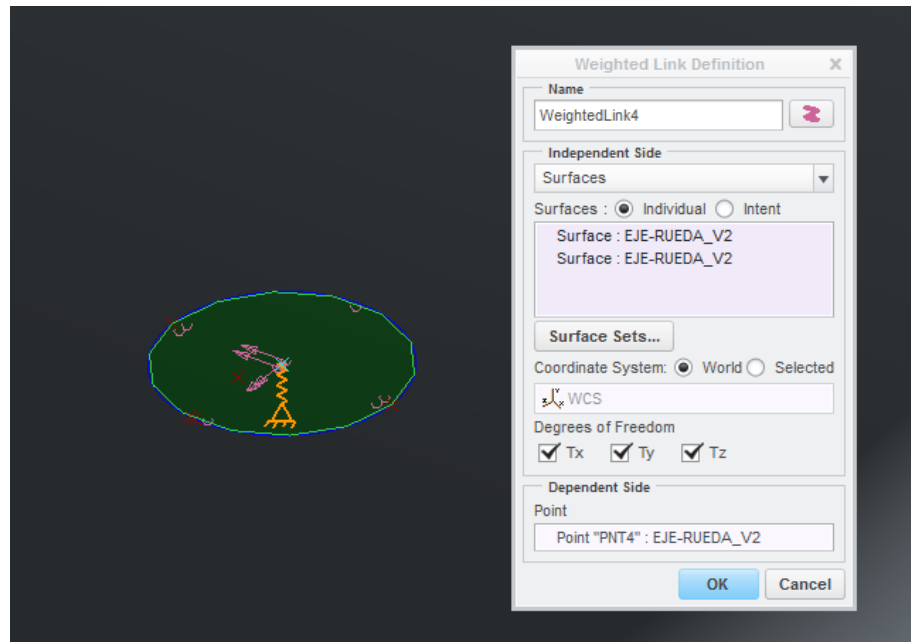


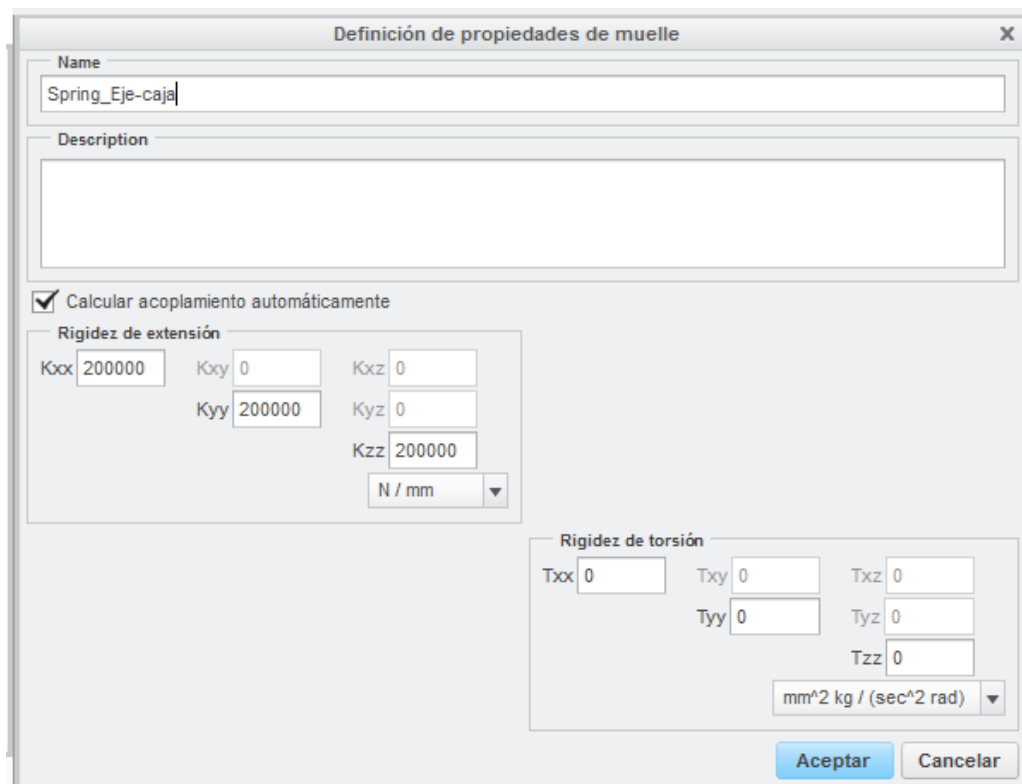
Figura 3.19. Detalle de la conexión *Weighted Link* entre huella de contacto y muelle

3.2.2. Contacto eje-caja de grasa

La unión entre el eje y la caja de grasa, en el modelo real, se realiza con un rodamiento de cilindros, este rodamiento se simulará con un resorte entre la caja de grasa y el eje [14].

Para ello elegimos un muelle de tipo “ADVANCED” con rigidez axial (K_{yy}) de 200.000 N/mm y una rigidez radial (K_{zz} y K_{xx}) de 200.000 N/mm (figura 3.20), obtenidas estas rigideces a través de las tablas del anexo B [19]

Como puntos de referencia del muelle, se elige un punto en la caja de grasa y un punto del eje. Como puede observarse en la figura 3.21.



Definición de propiedades de muelle

Name
Spring_Eje-caja

Description

☒ Calcular acoplamiento automáticamente

Rigidez de extensión

Kxx 200000 Kxy 0 Kxz 0
Kyy 200000 Kyz 0
Kzz 200000
N / mm

Rigidez de torsión

Txx 0 Txy 0 Txz 0
Tyy 0 Tyz 0
Tzz 0
mm^2 kg / (sec^2 rad)

Aceptar Cancelar

Figura 3.20. Rigideces del muelle de unión caja de grasa-eje calado

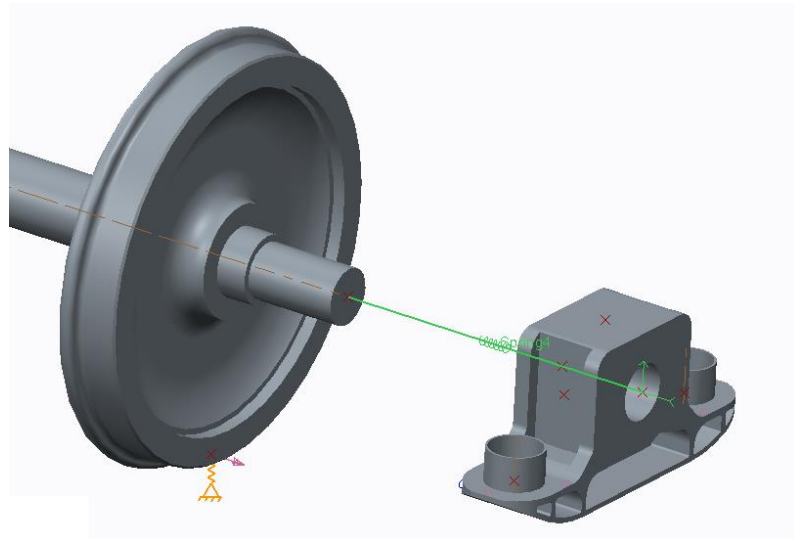


Figura 3.21. Muelle de unión caja de grasa-eje calado

La unión entre los puntos de referencia del muelle y la caja de grasa y eje respectivamente, se realiza mediante una conexión de tipo “*WEIGHTED LINK*” seleccionando como superficies las superficies donde se situaría el rodamiento tanto en el eje como en la caja de grasa, como se puede ver en las figura 3.22 y figura 3.23 respectivamente.

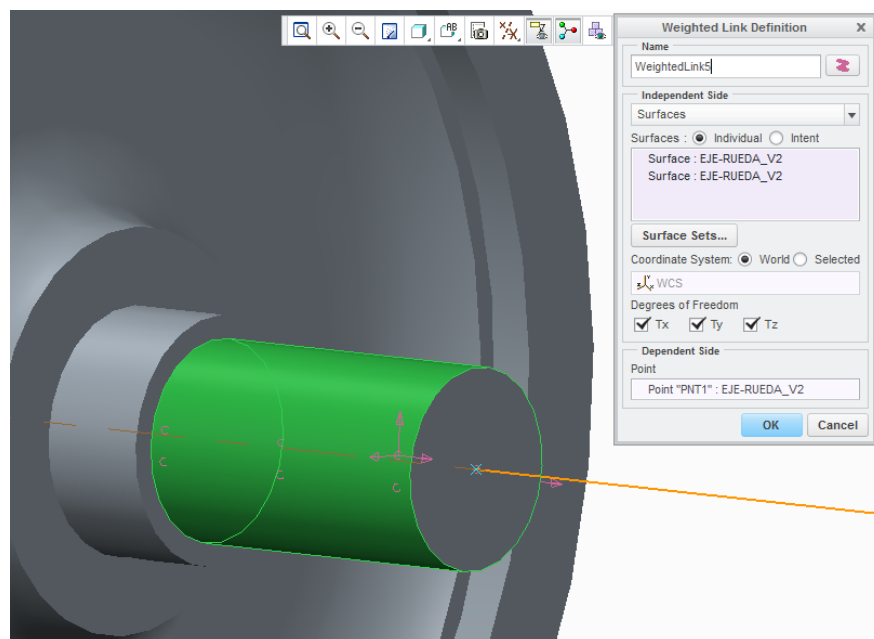


Figura 3.22. Detalle conexión *Weighted Link* en el eje calado

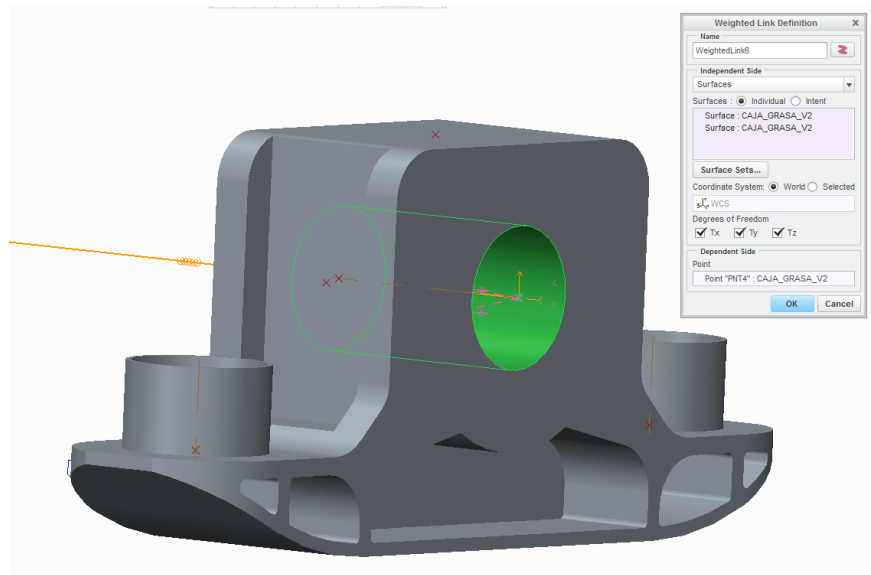


Figura 3.23. Detalle conexión *Weighted Link* en la caja de grasa

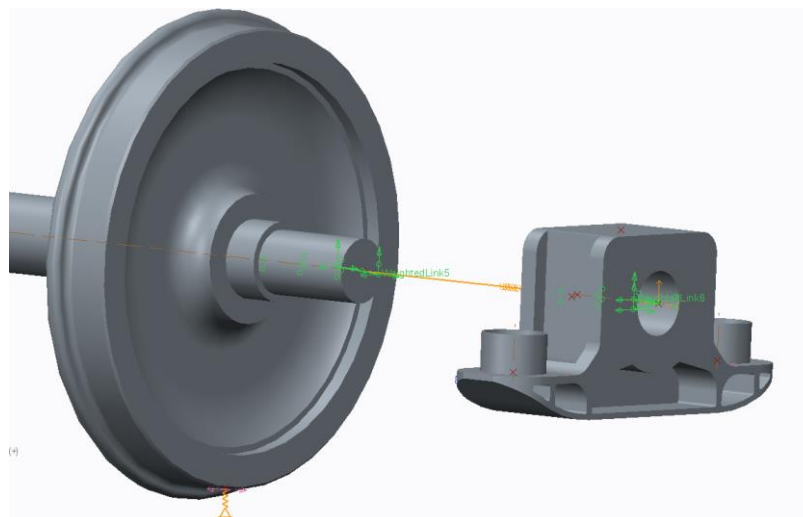


Figura 3.24. Conexión eje calado-caja de grasa

3.2.3. Contacto caja de grasa-bastidor

La unión entre caja de grasa y bastidor se denomina suspensión primaria que en el bogie real está formada por muelles helicoidales, un amortiguador de fricción Lenoir y un estribo que evita la desalineación entre ambos componentes. Sin embargo en el modelo CAD se ha simplificado a una unión mediante dos muelles de tipo “ADVANCED” cuyos puntos de referencia son uno en el bastidor y otro en la caja de grasa para ambos muelles como se observa en la figura 3.25.

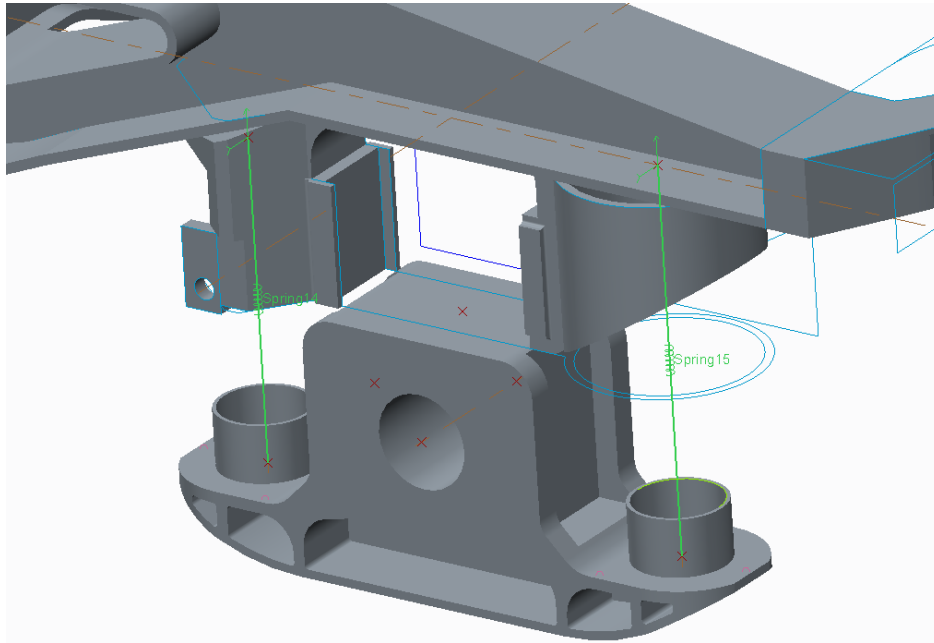


Figura 3.25. Muelles de unión caja de grasa-bastidor

La rigidez de estos muelles en dirección longitudinal (K_{xx}) es de 2.000 N/mm, en la dirección transversal (K_{yy}) es de 1.625 N/mm y en la dirección vertical (K_{zz}) de 350 N/mm [20], como se observa en la figura 3.26

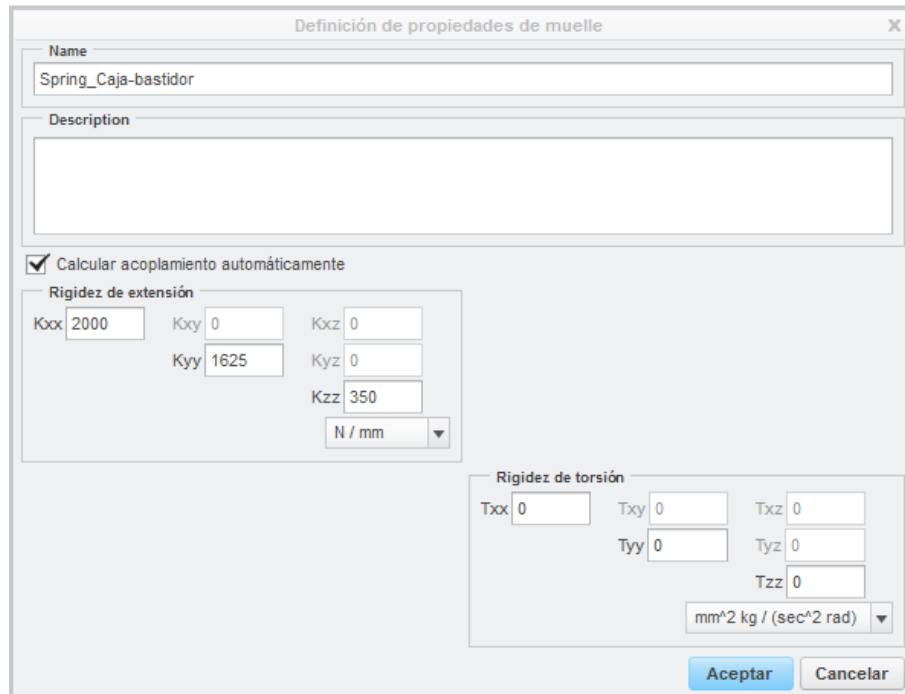


Figura 3.26. Rigideces de los muelles de unión caja de grasa-bastidor

La unión del muelle creado con el bastidor y con la caja de grasa se realiza en este caso con una conexión tipo “*RIGID LINK*” entre la superficie teórica de apoyo del muelle y el punto de referencia del muelle anteriormente creado, como puede observarse en las figuras 3.27 y 3.28.

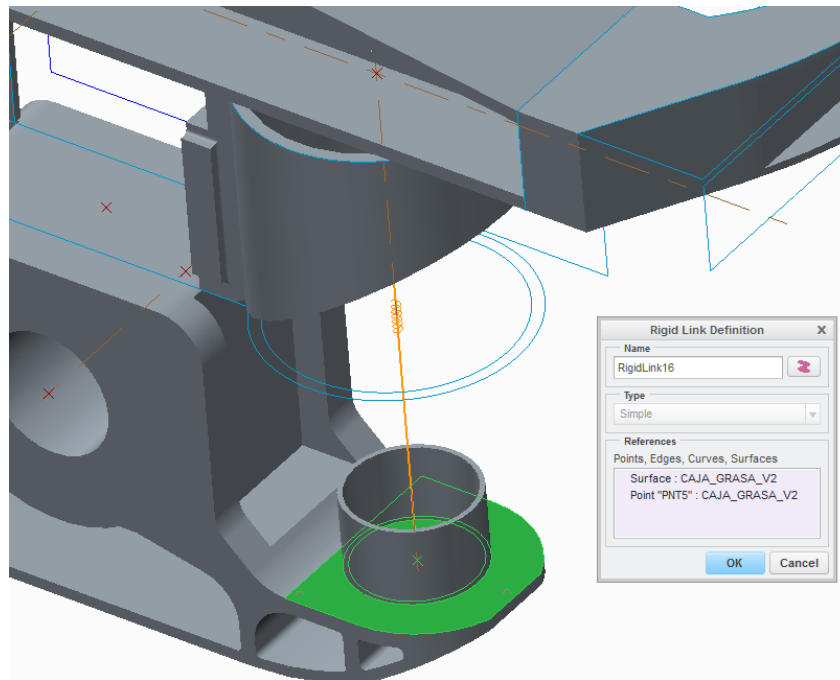


Figura 3.27. Detalle conexión *Rigid Link* en la caja de grasa

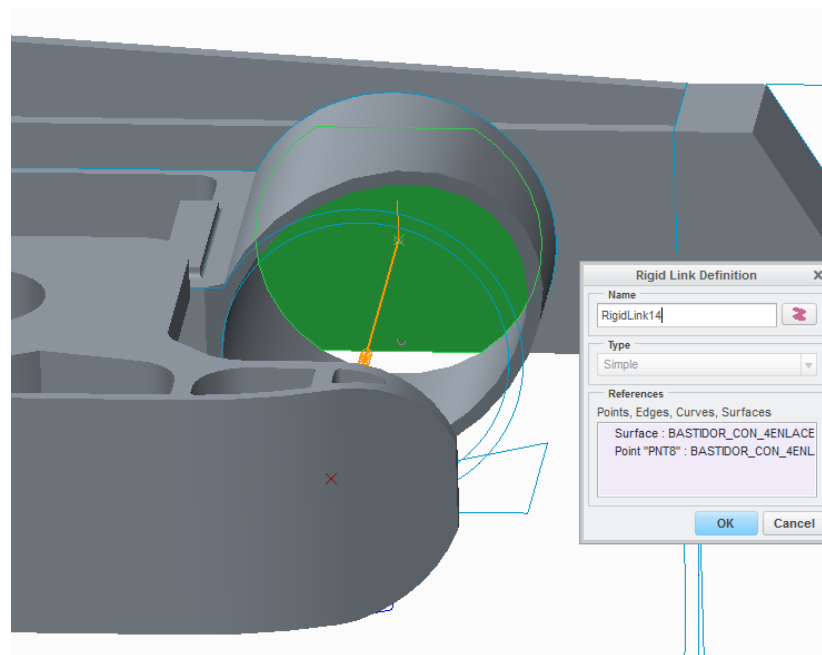


Figura 3.28. Detalle conexión *Rigid Link* en el bastidor

3.2.4. Conexiones en el bastidor

Por último solo falta añadir restricciones al bastidor para restringir grados de libertad del modelo, pero no se desea eliminar los grados de libertad que proporcionan los movimientos de *hoop*, *yaw*, *pitch* y *roll*, ya que son importantes en el comportamiento dinámico del vehículo ferroviario.

Para ello añadimos un muelle de tipo “TO GROUND” cuyo punto de referencia se sitúa en centro de la traviesa de pivote del bastidor, que es donde se ubicaría la suspensión secundaria del vehículo. Se eligieron valores de rigidez muy elevadas en el sentido longitudinal (K_{xx}) y transversal (K_{yy}) del muelle, de valor $1000 \cdot 10^{10}$ N/mm (Figura 3.30), de esta manera se restringe el movimiento en estas direcciones, y una rigidez nula para la dirección vertical (K_{zz}), ya que la rigidez en dirección vertical del bastidor ya se definió a través de los muelles entre el bastidor y las cajas de grasa.

Con este sistema se permite restringir los grados de libertad que se quería en el bastidor permitiendo los movimientos deseados como se puede ver en la figura 3.29, donde se realizó un análisis modal sobre el bastidor.

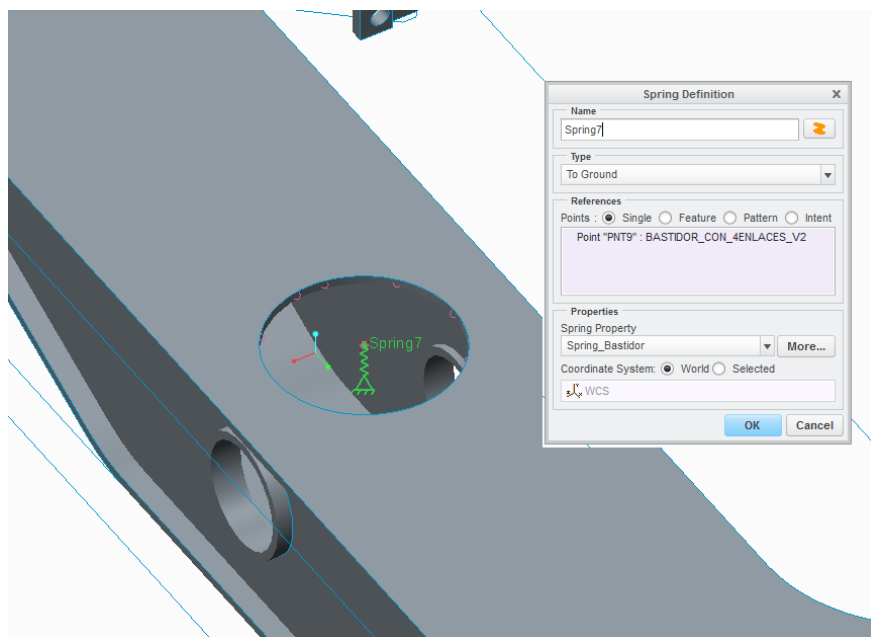


Figura 3.29. Muelle del bastidor

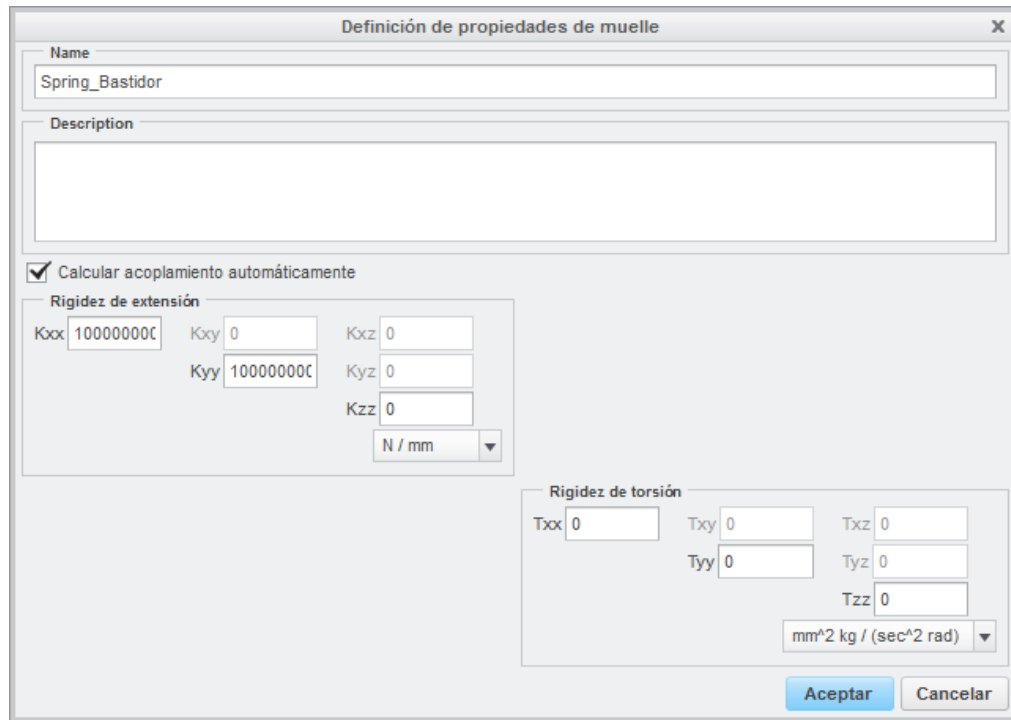


Figura 3.30. Rigideces de extensión del muelle del bastidor

La unión entre el muelle creado con el bastidor se realiza a través de una conexión tipo “*RIGID LINK*” entre la superficie del bastidor que se observa en la figura 3.31 y el punto de referencia del muelle, también perteneciente al bastidor

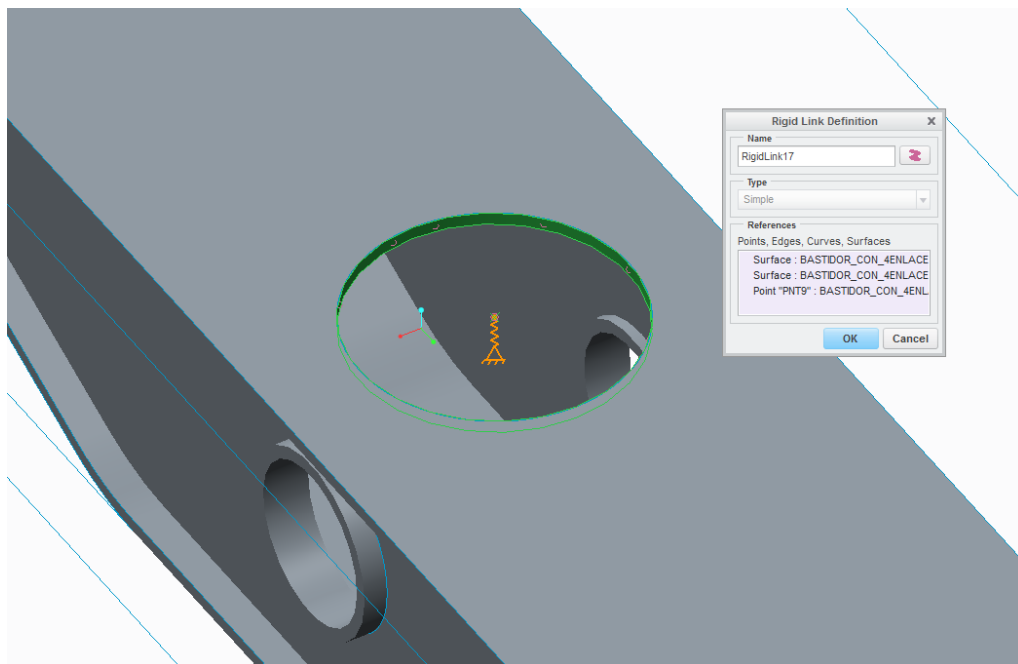


Figura 3.31. Detalle de la conexión *Rigid Link* entre la superficie del bastidor y el muelle

3.2.5. Condiciones de contorno

Las condiciones de contorno representan la interacción del modelo con el exterior, es uno de los aspectos más importantes en la preparación de un modelo CAD y para la resolución de problemas a través de los elementos finitos. Las condiciones de contorno hacen referencia tanto a las restricciones de movimiento como a las fuerzas que actúan sobre el modelo.

En el presente proyecto, las condiciones de contorno de restricción de movimiento se han simulado a través de los muelles “TO GROUND” anteriormente explicados, situados en el bastidor y en las huellas de contacto.

Para la introducción de la fuerza hay que tener presente el caso que se desea estudiar, en el presente proyecto, la fuerza introducida debe representar una irregularidad de la vía de tipo *cross level*, que se basa en la diferencia de posición vertical entre los dos carriles. Para representarlo en el modelo CAD se simulará manteniendo un carril fijo y siendo el otro al que se aplica la irregularidad, que en este caso se supondrá que la huella está en permanente contacto con el carril y por lo tanto es la huella la que realiza la trayectoria del defecto, es decir, dónde se aplicará la fuerza.

Para facilitar la identificación de los componentes se ha decidido diferenciar cuatro zonas en el modelo, como se observa en la figura 3.32.

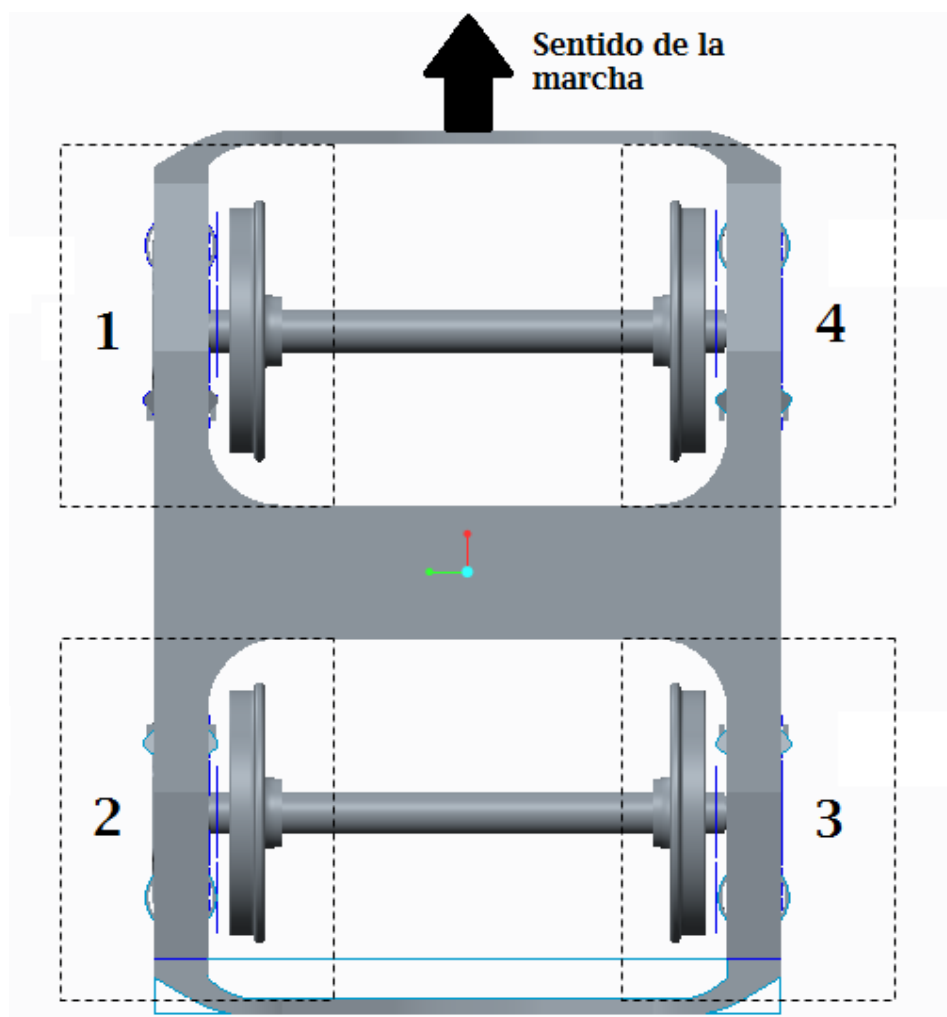
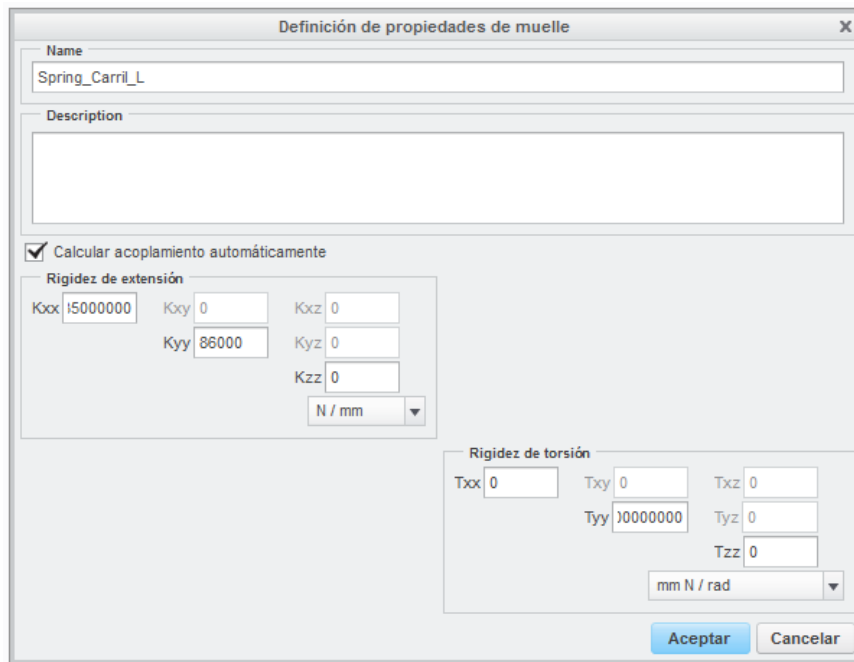


Figura 3.32. Identificación de zonas del modelo

El carril que permanecerá fijo será el carril derecho (ruedas 3 y 4), y el izquierdo donde se provocará la irregularidad (ruedas 1 y 2). Para ello, los muelles TO GROUND del contacto rueda-carril tendrán valores diferentes en el carril derecho que en el izquierdo. Como se observa en la figura 3.33 y en la figura 3.34 se observa que la única diferencia entre las propiedades de los muelles del carril izquierdo y el derecho, es que en el carril izquierdo la rigidez vertical (K_{zz}) es cero mientras que en el carril derecho se mantiene el valor anterior. Además en la huella de contacto de los muelles del carril izquierdo se añade una fuerza vertical de valor 1 Newton, que se usará para simular la irregularidad al multiplicarse por la función temporal del análisis transitorio.



Definición de propiedades de muelle

Name: Spring_Carril_L

Description:

☒ Calcular acoplamiento automáticamente

Rigidez de extensión

Kxx: 15000000 Kxy: 0 Kxz: 0

Kyy: 86000 Kyz: 0

Kzz: 0

N / mm

Rigidez de torsión

Txx: 0 Txy: 0 Txz: 0

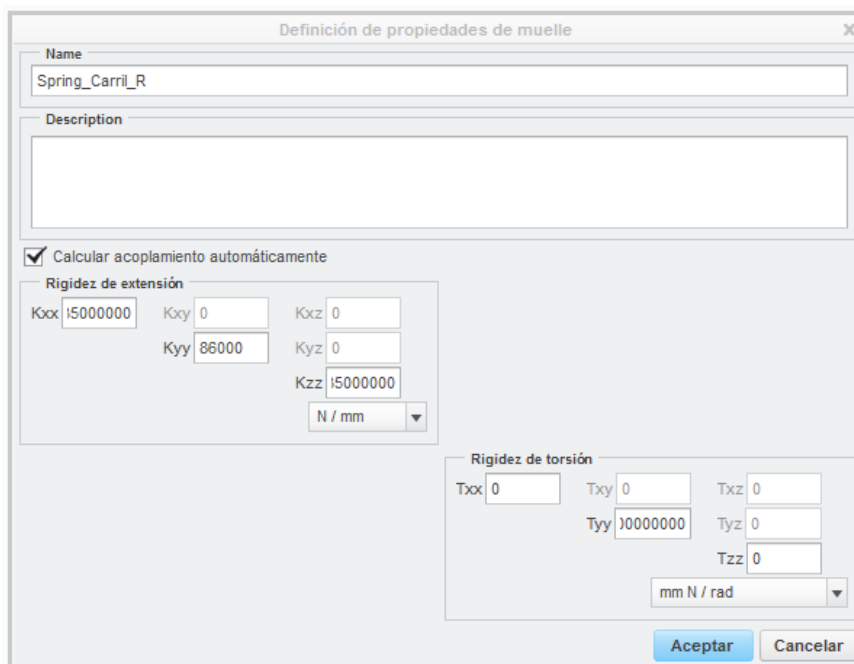
Tyy: 100000000 Tyz: 0

Tzz: 0

mm N / rad

Aceptar Cancelar

Figura 3.33. Rigideces de los muelles del carril izquierdo



Definición de propiedades de muelle

Name: Spring_Carril_R

Description:

☒ Calcular acoplamiento automáticamente

Rigidez de extensión

Kxx: 15000000 Kxy: 0 Kxz: 0

Kyy: 86000 Kyz: 0

Kzz: 15000000

N / mm

Rigidez de torsión

Txx: 0 Txy: 0 Txz: 0


Tyy: 100000000 Tyz: 0

Tzz: 0

mm N / rad

Aceptar Cancelar

Figura 3.34. Rigideces de los muelles del carril derecho

Para crear la fuerza en ambas ruedas, desde la pestaña Inicio de Creo Simulate en la opción “FORCE/MOMENT” , se elige de referencia la superficie de huella de contacto y el valor de la componente de la fuerza en dirección vertical igual a 1N (figura 3.35). Es importante separar las fuerzas en diferentes grupos (*LoadSet*).

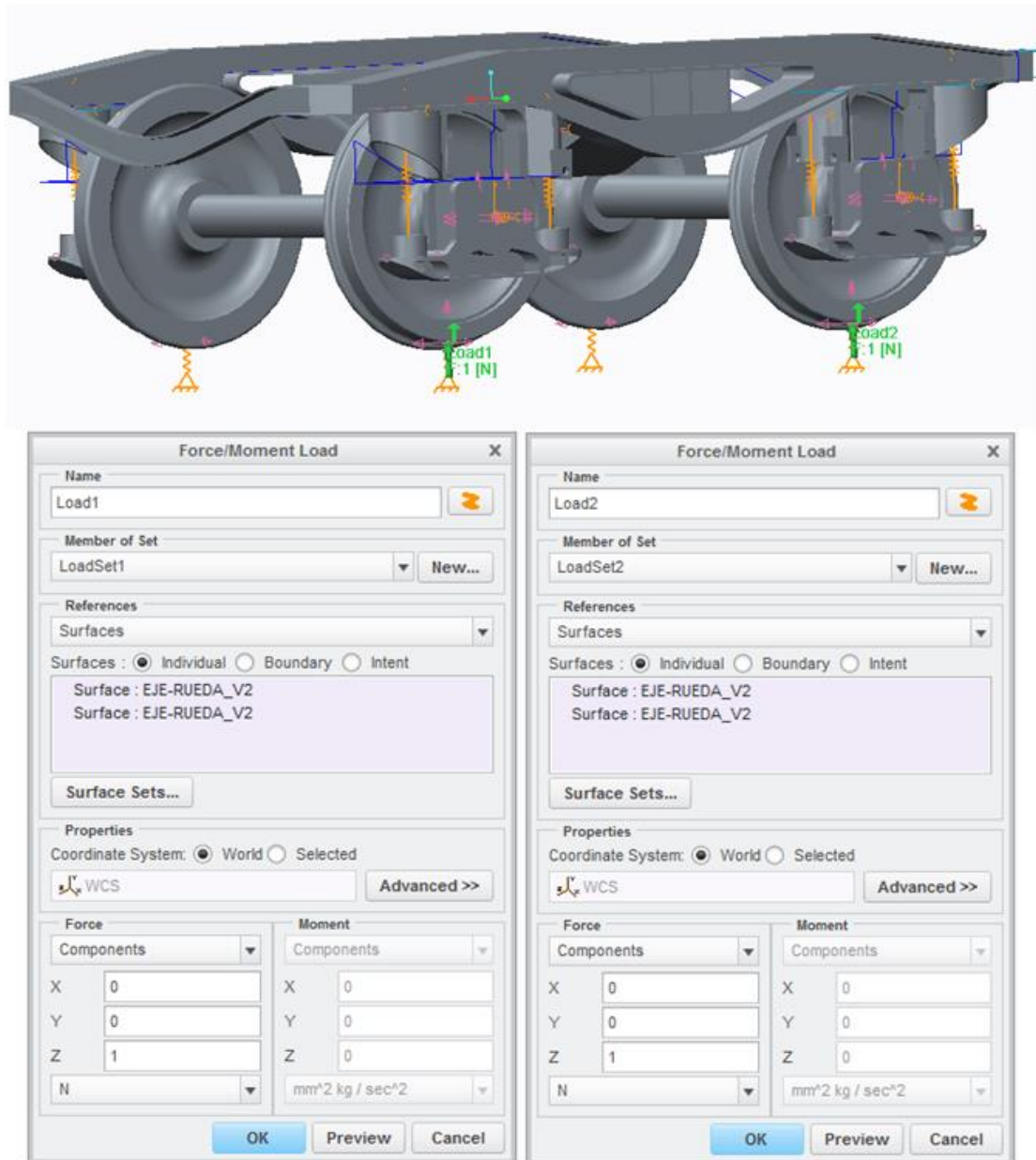

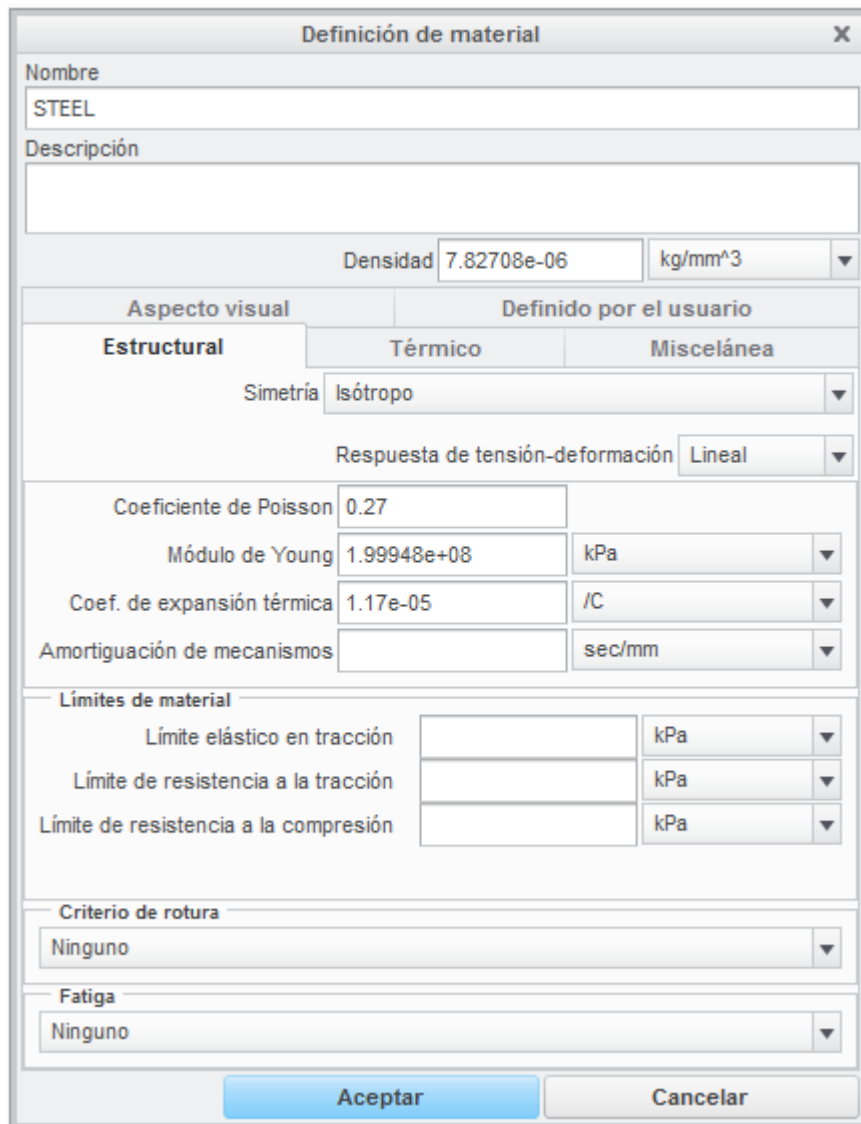


Figura 3.35. Fuerzas unitarias en el carril izquierdo

3.2.6. Elección del material

Para poder realizar análisis con elementos finitos es necesario asignar materiales a los componentes del modelo, en este proyecto se seleccionará en material “Steel” para todos los componentes.

Para ello desde el módulo Creo Simulate, en la pestaña “Inicio” se selecciona la opción “MATERIALS”  y seleccionamos los materiales que deseamos utilizar, que para el presente proyecto se asume el mismo material para todos los componentes, en este caso se selecciona el material “Steel”, cuyas propiedades pueden observarse en la figura 3.36.



Definición de material

Nombre: STEEL

Descripción:

Densidad: 7.82708e-06 kg/mm³

Aspecto visual: Estructural

Definido por el usuario: Térmico

Simetría: Isótropo

Respuesta de tensión-deformación: Lineal

Coefficiente de Poisson: 0.27

Módulo de Young: 1.99948e+08 kPa

Coef. de expansión térmica: 1.17e-05 /C

Amortiguación de mecanismos: sec/mm

Límites de material:

Límite elástico en tracción: kPa

Límite de resistencia a la tracción: kPa


Límite de resistencia a la compresión: kPa

Criterio de rotura: Ninguno

Fatiga: Ninguno

Aceptar Cancelar

Figura 3.36. Propiedades del material *steel*

Por ultimo para asignar este material a los componentes se usa la opción “MATERIAL ASSIGNMENT”  de la misma pestaña y se seleccionan los todos los componentes como se observa en la figura 3.37. De esta forma ya quedarían asignados el material de todos los componentes del modelo.

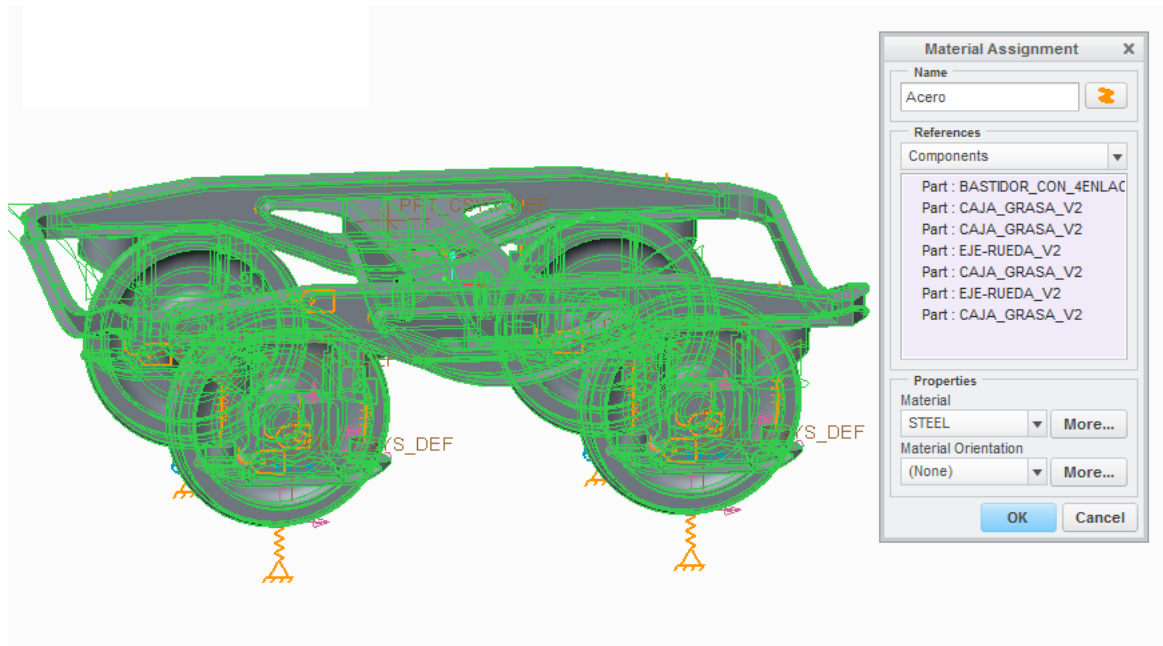



Figura 3.37. Elección de los componentes para asignar el material

3.2.7. Parámetros de control: *Measures*

Para este proyecto, es necesario obtener valores de ciertos parámetros (desplazamientos y aceleraciones) en varios puntos concretos del modelo que serán de ayuda para la obtención de resultados y su validación. Por eso es necesario incluir “MEASURES”  ya que a través de ellas se obtendrán los valores de los parámetros requeridos.

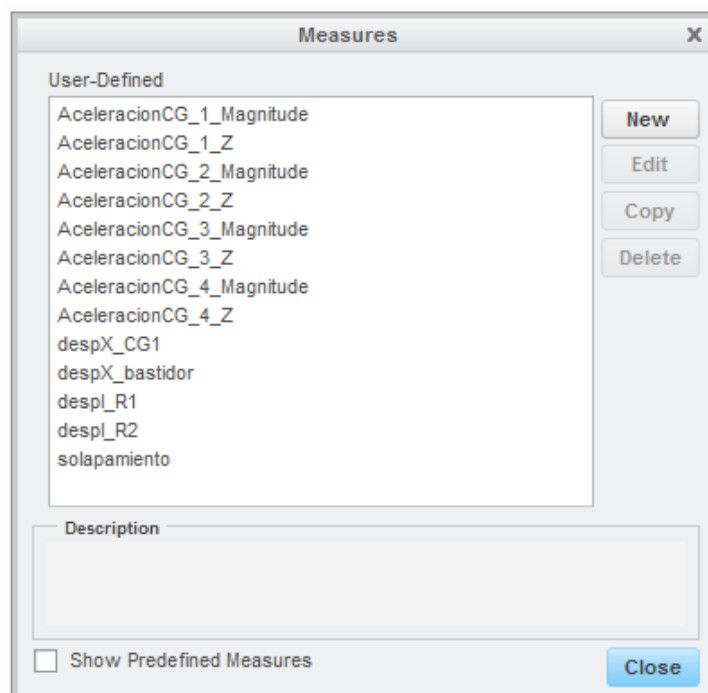


Figura 3.38. Lista de los parámetros de control incluidos en el modelo

Los parámetros de control que se han incluido en el modelo son (figura 3.38):

- **AceleracionCG_1_Magnitude:** Mide la aceleración de la caja de grasa delantera izquierda en valor absoluto
- **AceleracionCG_1_Z:** Mide la aceleración de la caja de grasa delantera izquierda solo en la dirección vertical
- **AceleracionCG_2_Magnitude:** Mide la aceleración de la caja de grasa trasera izquierda en valor absoluto
- **AceleracionCG_2_Z:** Mide la aceleración de la caja de grasa trasera izquierda solo en la dirección vertical
- **AceleracionCG_3_Magnitude:** Mide la aceleración de la caja de grasa trasera derecha en valor absoluto
- **AceleracionCG_3_Z:** Mide la aceleración de la caja de grasa trasera derecha solo en la dirección vertical
- **AceleracionCG_4_Magnitude:** Mide la aceleración de la caja de grasa delantera derecha en valor absoluto
- **AceleracionCG_4_Z:** Mide la aceleración de la caja de grasa delantera derecha solo en la dirección vertical

Todos los parámetros de control de tipo aceleración, están situadas en la cara superior de su respectiva caja de grasa.

- **despX_CG1:** Desplazamiento en la dirección longitudinal de la caja de grasa delantera izquierda. Situada en una de las superficies de fricción del amortiguador Lenoir en la caja de grasa.
- **despX_bastidor:** Desplazamiento en la dirección longitudinal bastidor. Situada en la superficie de fricción del amortiguador Lenoir que está en contacto con la superficie del parámetro de control *despX_CG1*.
- **Despl_R1:** Mide el desplazamiento vertical de la rueda delantera izquierda. Situada en el centro de la huella de contacto de la rueda con el carril.
- **despl_R2:** Mide el desplazamiento vertical de la rueda trasera izquierda. Situada en el centro de la huella de contacto de la rueda con el carril.
- **solapamiento:** Es una relación aritmética entre los parámetros de control *despX_CG1* y *despX_bastidor* de la siguiente manera:

$$\text{solapamiento} = \text{despX_bastidor} - \text{despX_CG1} \quad (3.1)$$

Este parámetro de control se creó para controlar el desplazamiento relativo entre las cajas de grasa y el bastidor en dirección longitudinal, ya que en este modelo no se modelizó el estribo que es el encargado en el modelo real de asegurar el alineamiento entre estos componentes. Se definió unos límites de control para este parámetro de control de ± 5 mm y se comprobó que siempre estuviera entre estos valores.

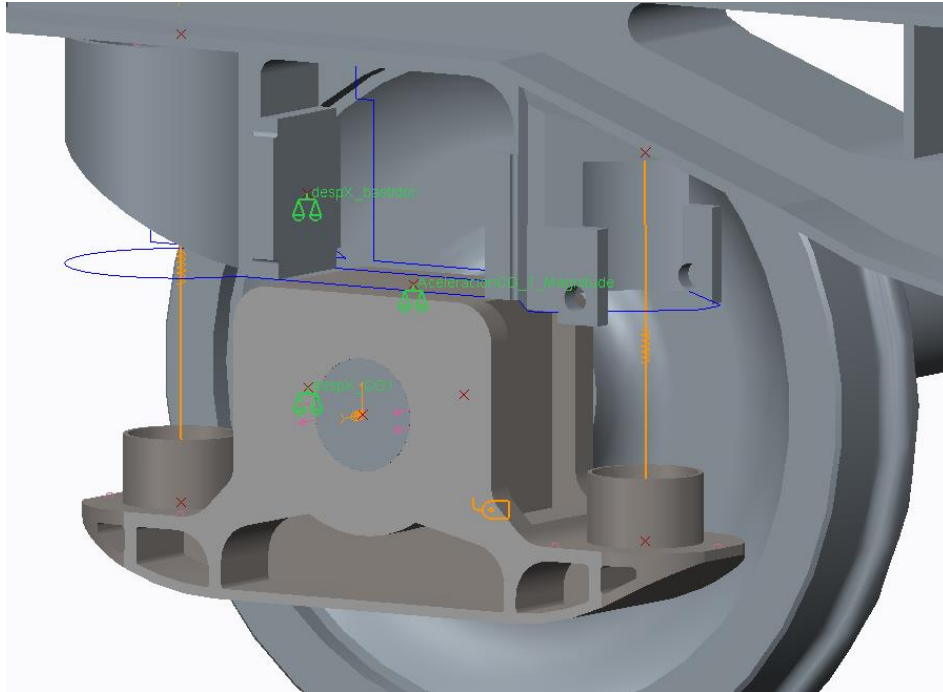


Figura 3.39. Posición de los parámetros de control de la caja de grasa y bastidor

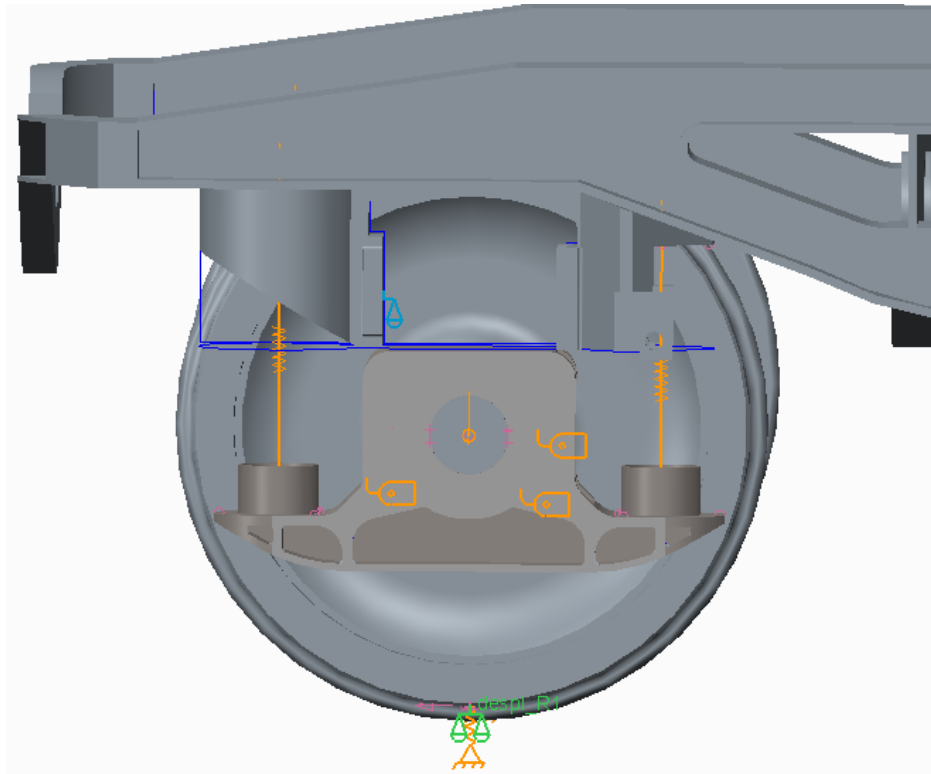



Figura 3.40. Posición de los parámetros de control sobre la huella de contacto

3.2.8. Mallado

El último paso para preparar el modelo antes de poder realizar un análisis de elementos finitos, es el mallado del modelo CAD. El mallado es una herramienta clave en el Método de los Elementos Finitos ya que divide el modelo en pequeñas regiones llamadas elementos finitos.

Para ello desde el módulo Creo Simulate, en la pestaña “refinar modelo” seleccionamos la opción “AUTOGEN” . Se crea un mallado por defecto como el que se observa en la figura 3.41. La malla creada consta de 33534 elementos de tipo tetraédrico.

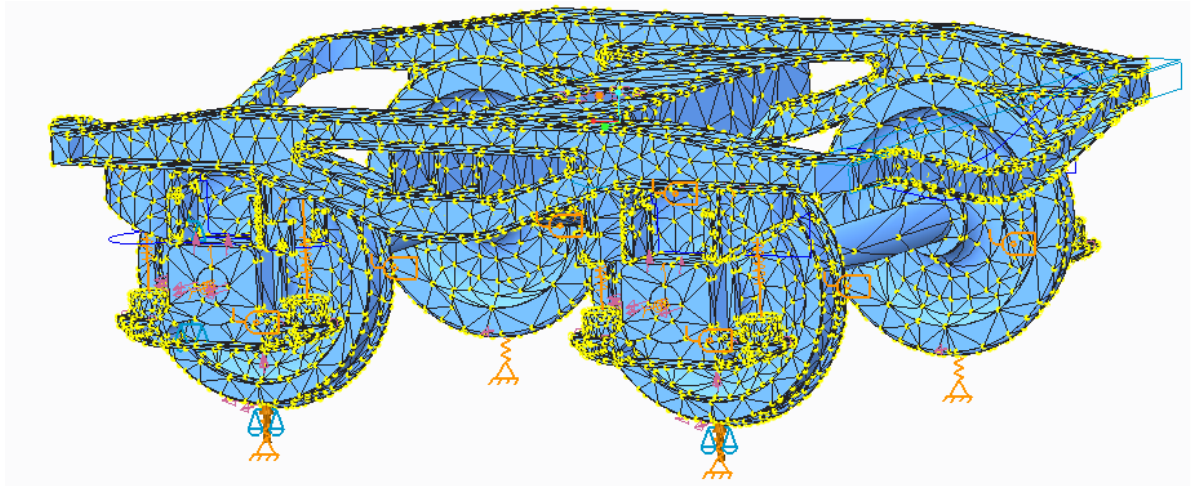


Figura 3.41. Malla empleada en el modelo

Es importante asegurarse de los puntos relevantes del modelo, como son los puntos de apoyo de los muelles, conexiones *Rigid Link* y *Weighted Link* y la posición de los parámetro de control, estén situados en nodos de la malla creada, como se puede observar en la figura 3.42, siendo indicativo de que las conexiones entre elementos y la creación de los parámetro de control son correctas.

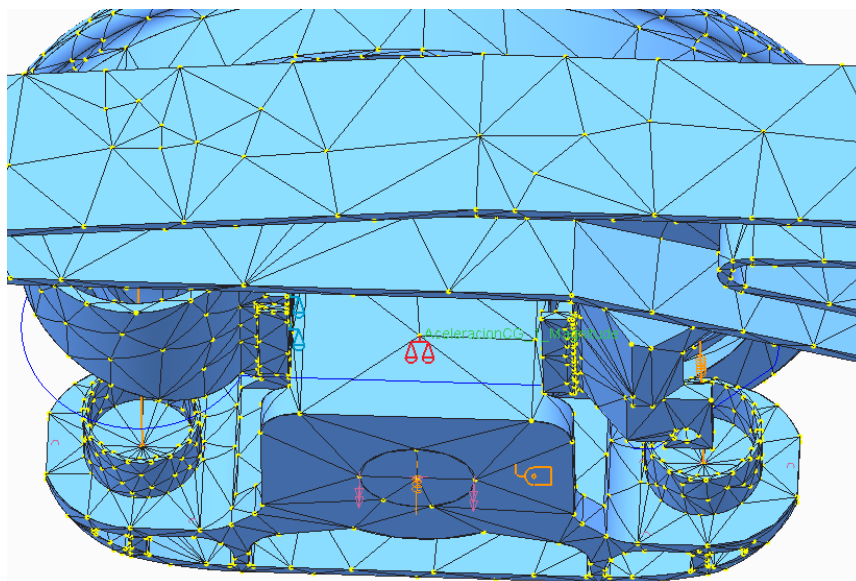



Figura 3.42. Coincidencia de parámetro de control con nodos de la malla

3.3. ANÁLISIS MODAL

Para la realización de un análisis transitorio basado en superposición modal (método usado por PTC Creo) es necesario realizar un análisis modal previo del modelo.

Para realizar un análisis modal, desde la pestaña “Inicio” se elige la opción “ANALYSES AND STUDIES”  donde se elige la opción *New Modal* como se observa en la figura 3.43.

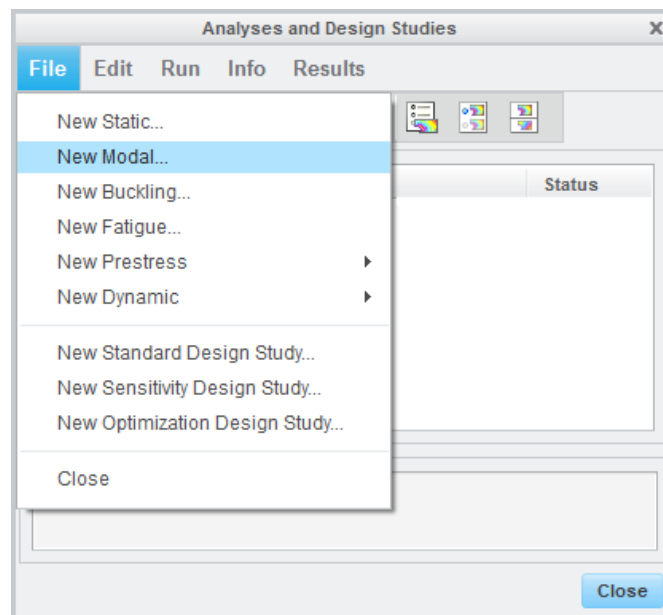


Figura 3.43. Creación de un nuevo análisis modal

Se realiza un análisis eligiendo un rango de frecuencias de 0 Hz hasta 50 Hz con un método de convergencia del tipo SPA, como se observa en la figura 3.44.

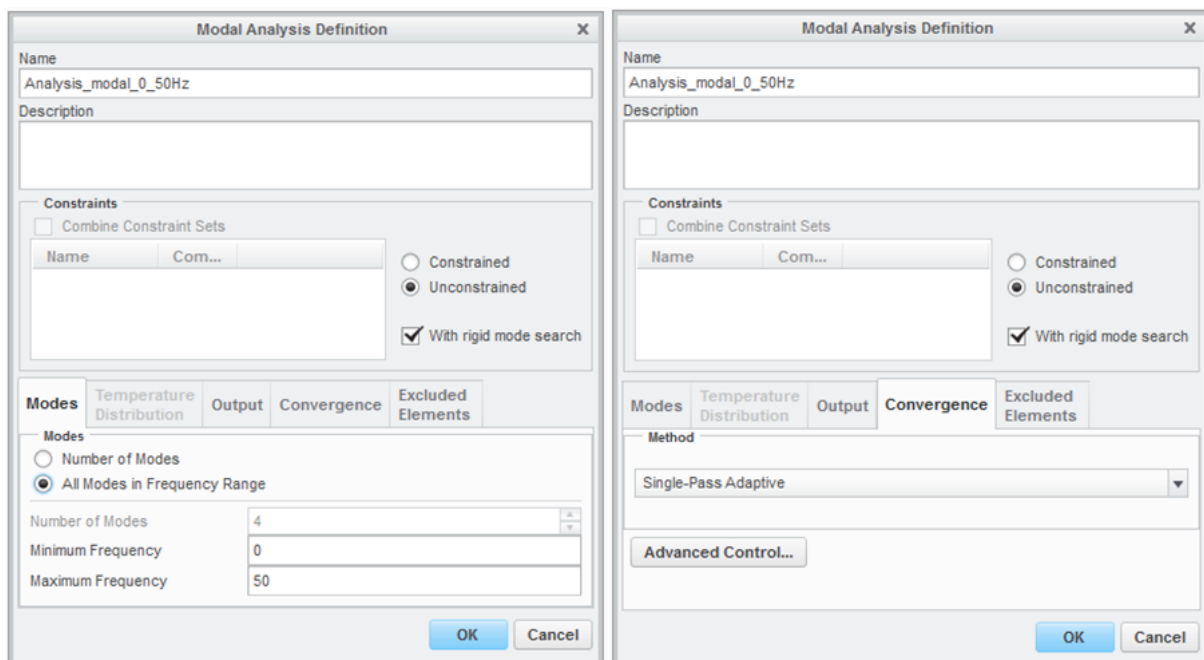


Figura 3.44. Elección de parámetros para el análisis modal

El programa encuentra para este análisis un total de 15 modos cuyas frecuencias pueden observarse en la figura 3.45.

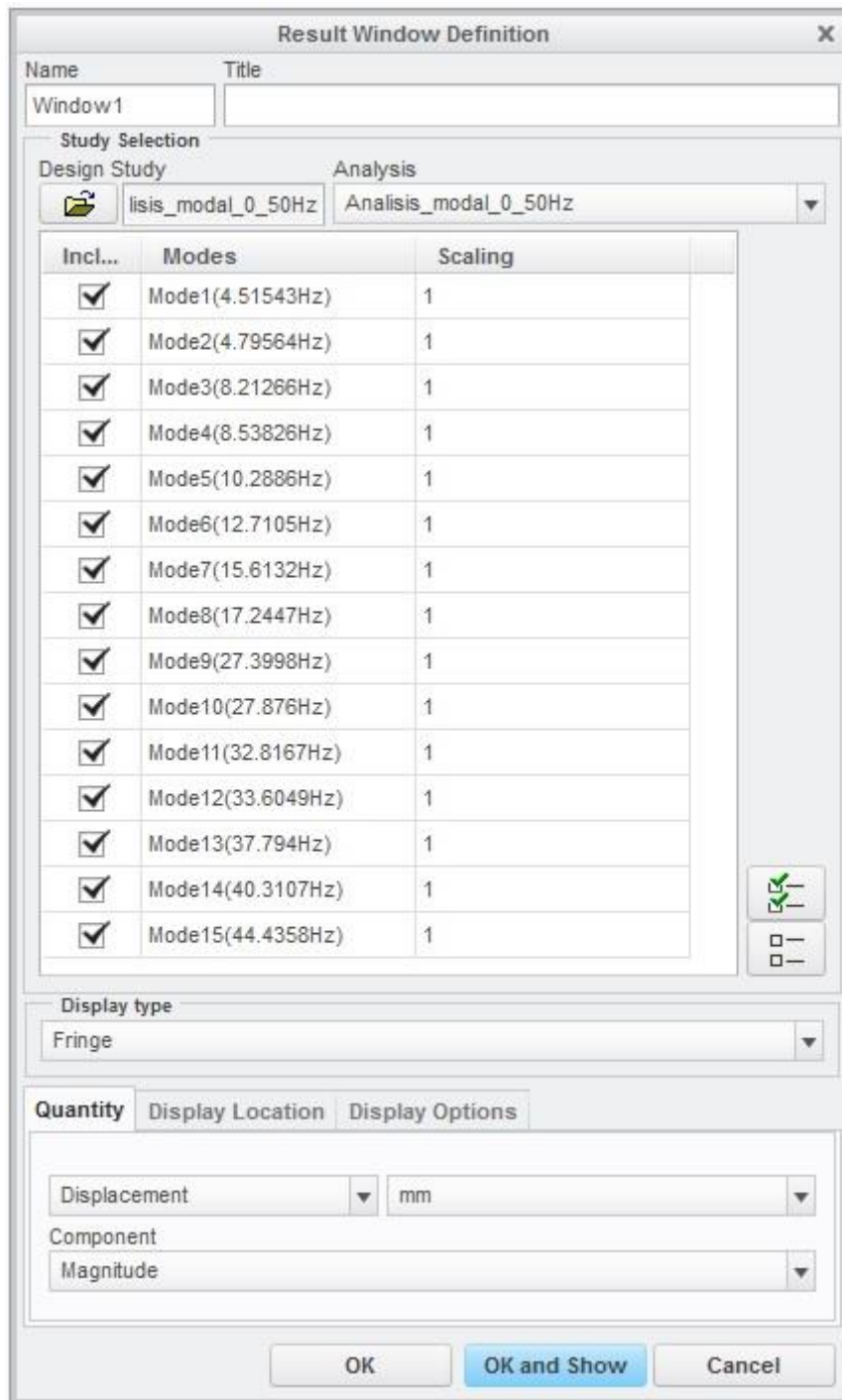


Figura 3.45. Frecuencias de vibración de 0 a 50 Hz

El siguiente paso a realizar es decidir qué modos de los obtenidos en este análisis tienen una influencia significativa en el análisis transitorio que se estudia en el presente proyecto, es decir la aceleración de la caja de grasa ante un defecto vertical de la vía.

Para aislar el rango de frecuencias que son importantes se realiza un análisis armónico, para ello, desde “ANALYSES AND STUDIES” se elige la opción *New Dynamic Frequency* como se observa en la figura 3.46.

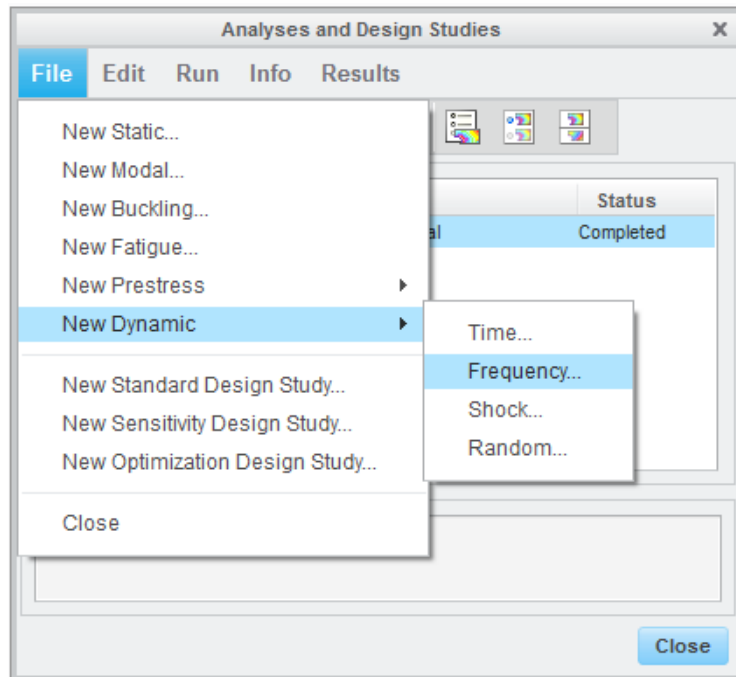


Figura 3.46. Creación de un nuevo análisis en frecuencia

En la ventana emergente se eligen ambas fuerzas (*LoadSet1* y *LoadSet2*), con amplitud uniforme y fase cero, se activa la opción de “*Sum Load Sets*” para que el análisis tenga en cuenta ambas fuerzas simultáneamente. Para la realización de este análisis se indicará el análisis modal previo y se considerarán todos los modos como no amortiguados(figura 3.47).

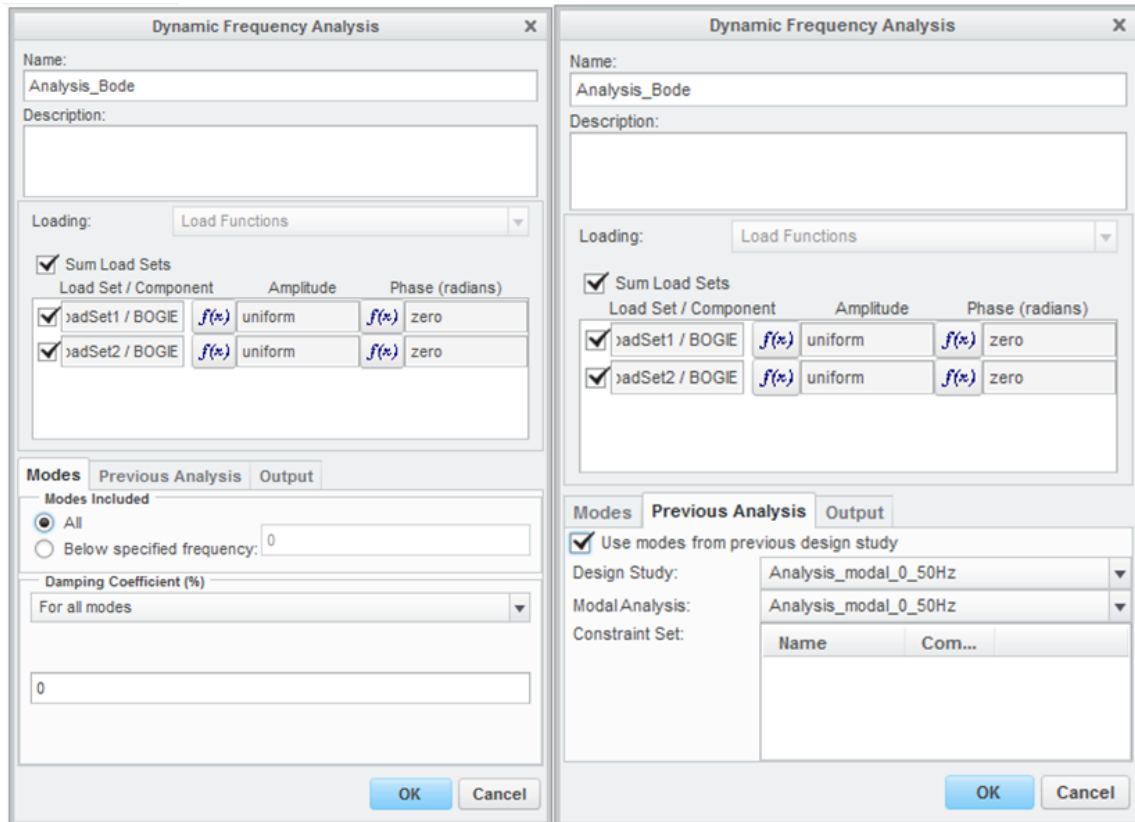


Figura 3.47. Elección de parámetros para el análisis en frecuencia

El análisis permite mostrar al usuario el espectro en frecuencia de la respuesta, que muestra la excitación de una variable con respecto la variación de frecuencia en las fuerzas aplicadas.

En este caso la variable de interés es el parámetro de control *AceleracionCG_1_Z* como se observa en la figura 3.48.

Además del análisis con fase cero en ambas fuerzas, se realizó uno análogo desfasando la fuerza de la rueda 2 noventa grados respecto a la primera, y cuyos resultados se observan en la figura 3.49.

Se puede observar como los diez primeros modos de vibración que se encuentran entre 0Hz y 30Hz afectan de forma significativa a dicha parámetro de control en ambos análisis: con las fuerzas simultáneas (fase 0°) y fuerzas alternadas (fase 90°). Y como a partir de 30Hz los modos afectan mínimamente y por lo tanto no se incluirán en posteriores análisis.

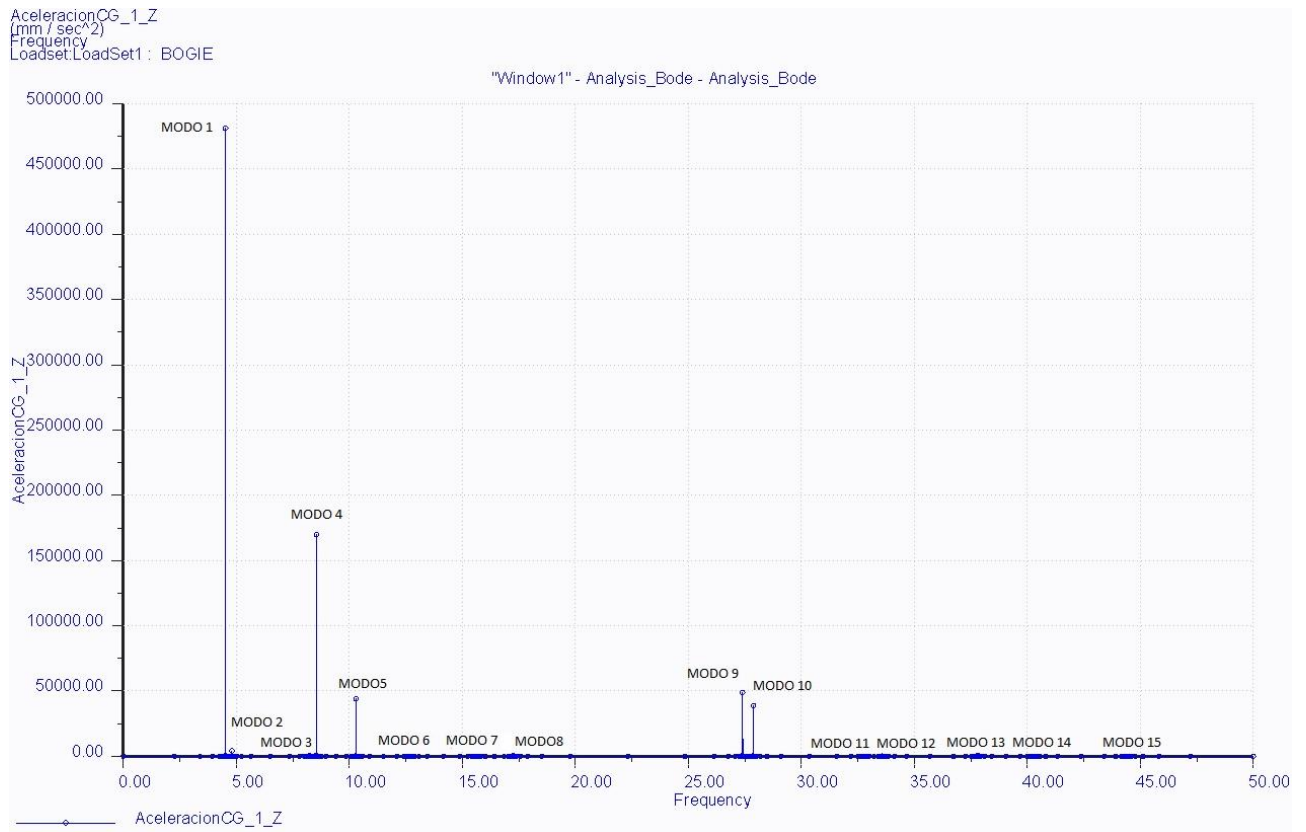


Figura 3.48. Espectro en frecuencia de la respuesta ante fuerzas simultáneas

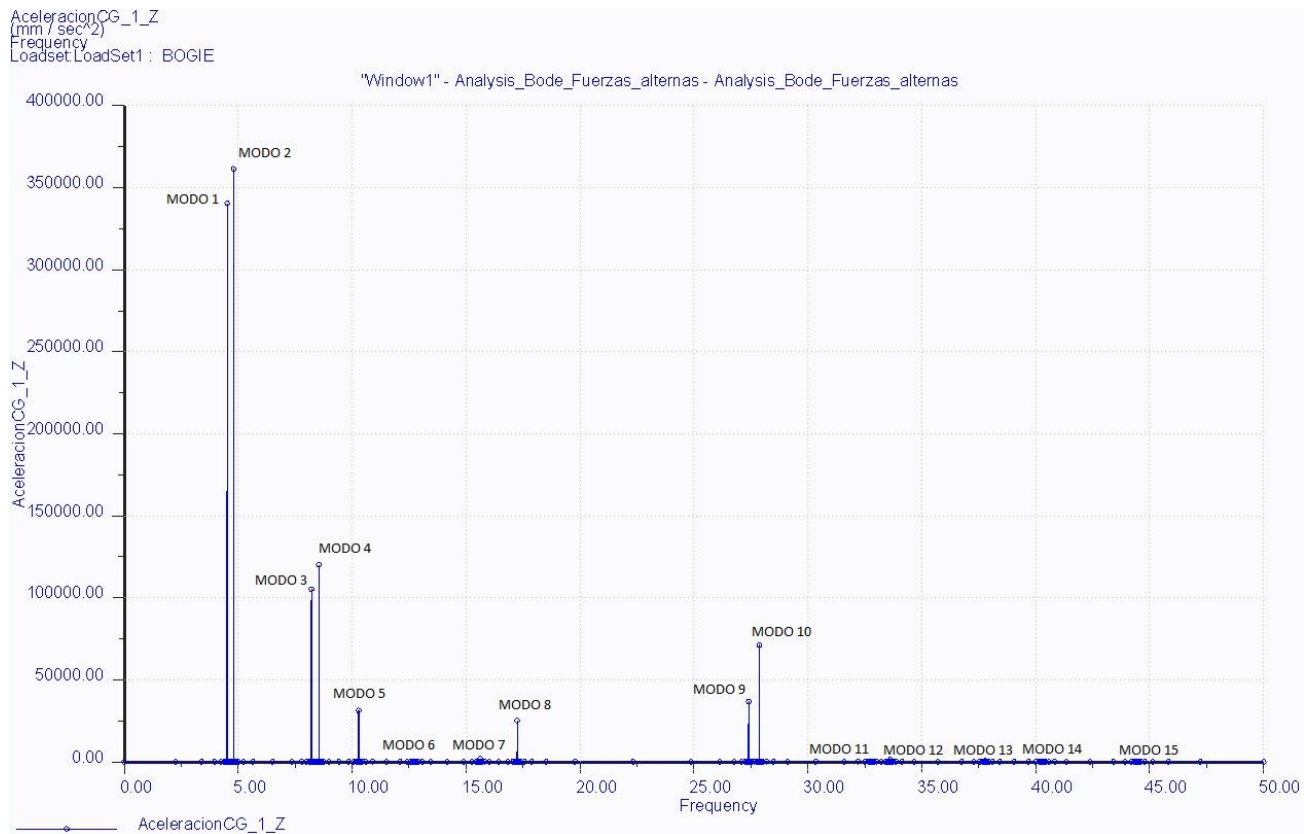


Figura 3.49. Espectro en frecuencia de la respuesta ante fuerzas alternas

Los 10 modos que se encuentran de 0 a 30Hz se muestran en la tabla (figura 3.50)

Tabla 3.2 Frecuencias de los diez primeros modos de vibración

Modo de vibración	Frecuencia
Modo1	4,51 Hz
Modo 2	4,79 Hz
Modo 3	8,21 Hz
Modo 4	8,54 Hz
Modo 5	10,29 Hz
Modo 6	12,71 Hz
Modo 7	15,61 Hz
Modo 8	17,24 Hz
Modo 9	27,4 Hz
Modo 10	27,88 Hz

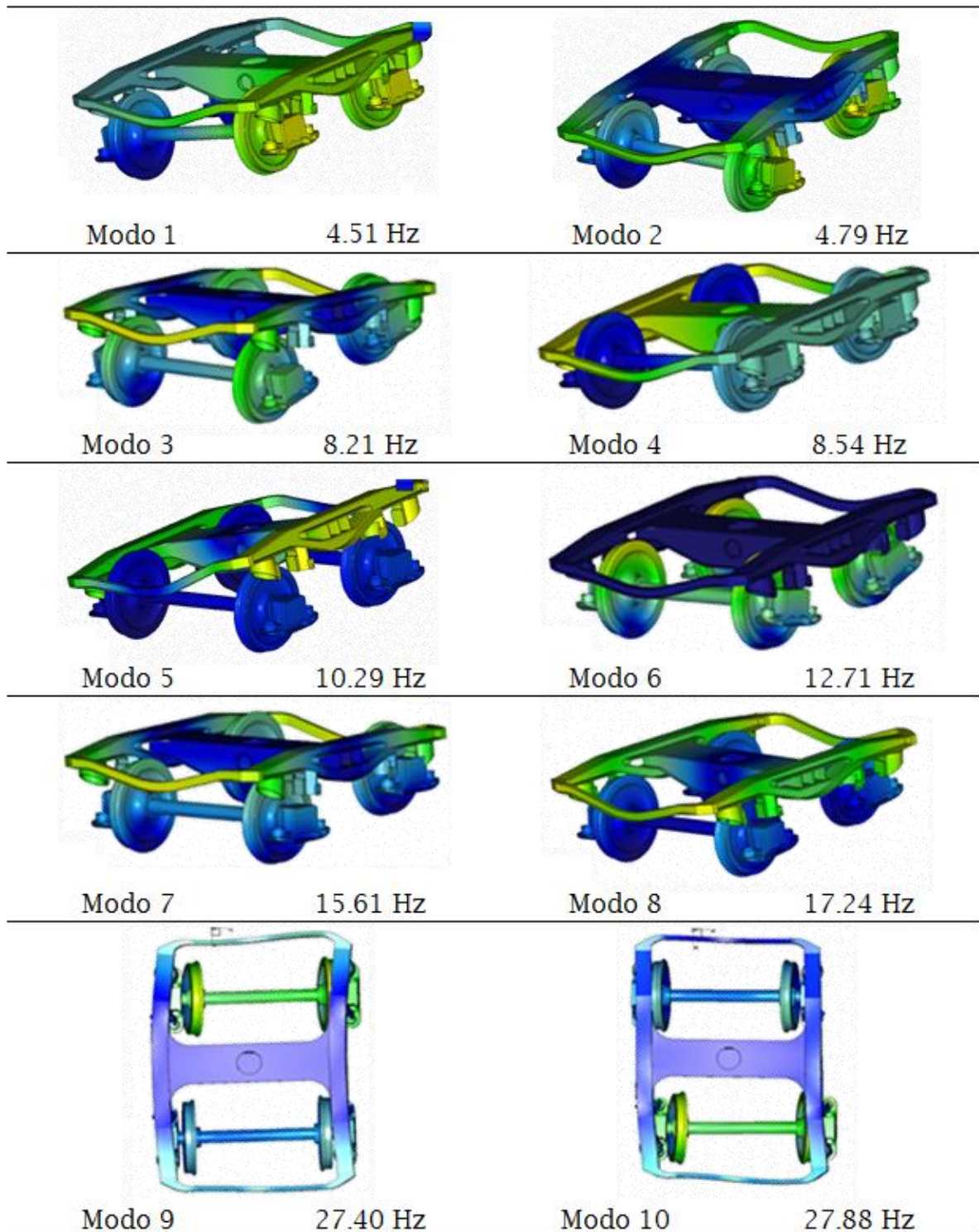


Figura 3.50. Representación de los diez primeros modos de vibración

3.4. ANÁLISIS TRANSITORIO

En este apartado se explicará cómo realizar los análisis transitorios mediante PTC Creo, el cual tiene como resultado la aceleración en función del tiempo sobre las cajas de grasa del bogie.

Para ello desde “ANALYSES AND STUDIES”  se elige la opción de tipo *New Dynamic Time* como se observa en la figura 3.51.

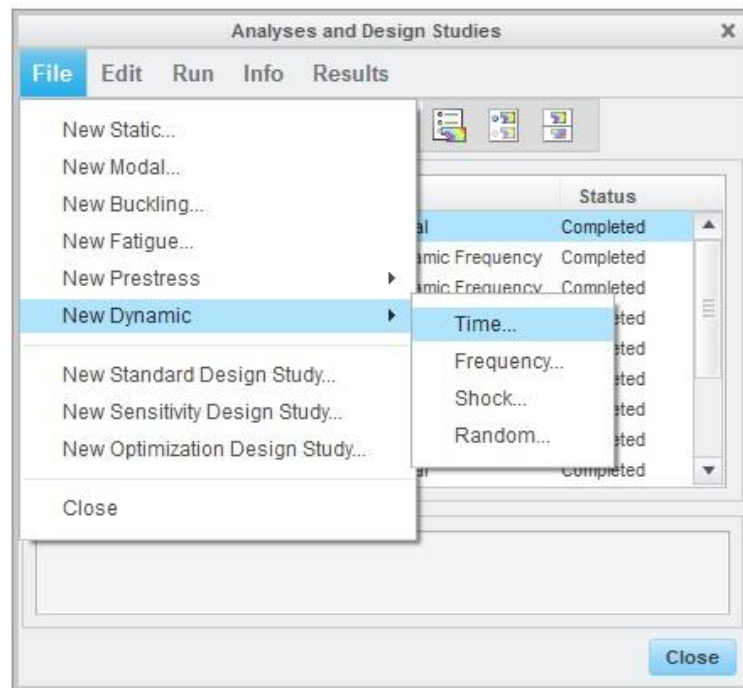


Figura 3.51. Creación de un nuevo análisis transitorio

En este análisis se debe elegir la dependencia temporal de la irregularidad de la vía, en la tabla 2.2 se tiene una irregularidad expresada como una posición vertical en función de la posición longitudinal sobre la vía. PTC Creo solo permite aplicar fuerzas en función del tiempo, por lo que primeramente se debe transformar la irregularidad de la vía a una expresión de este tipo.

Para pasar de la variable dimensional longitudinal de la vía al dominio del tiempo, se hace a través de la velocidad de circulación del tren sobre la vía, que se supondrá en el presente proyecto de 100km/h para todos los casos. Mientras que para transformar la variable vertical de la irregularidad de espacio a fuerza, no es un caso tan trivial.

La fuerza que se aplique debe provocar un desplazamiento en la rueda igual a la irregularidad de la vía. Para comprobar esta condición se utilizan los parámetros de control *Despl_R1* y *despl_R2* situados en la huella de contacto que miden el desplazamiento vertical de la huella.

Como hipótesis inicial, se supuso que la fuerza que provocaba el desplazamiento vertical debía ser proporcional a la aceleración sufrida por la huella de contacto y a una masa equivalente.

$$F(t) = M \cdot a(t) \quad (3.2)$$

Calculando la aceleración como la segunda derivada del desplazamiento vertical de la irregularidad con respecto al tiempo (figura 3.52). Como estimación inicial, se tomó como masa un cuarto de la masa total del bogie y un coeficiente de amortiguación del 20% para todos los modos (figura 3.52) al que se llegó después de diferentes análisis y con el cual se puede observar la forma que sigue el desplazamiento de la rueda de forma clara.

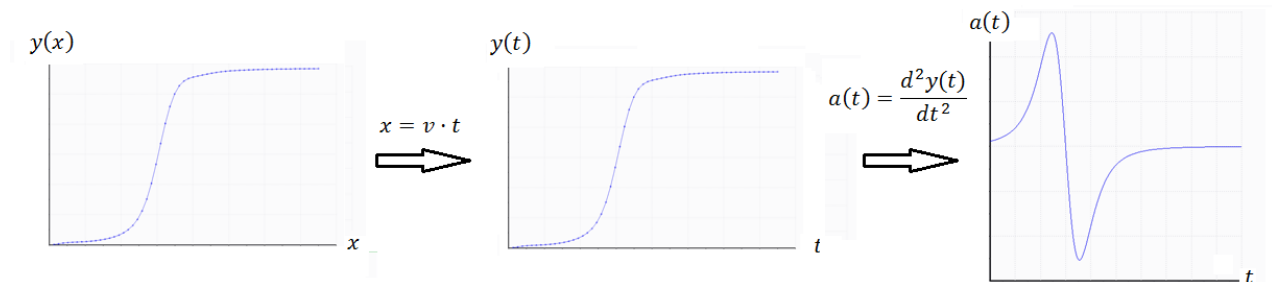


Figura 3.52. Transformación de la irregularidad $y(x)$ en una aceleración $a(t)$

De esta manera se obtendría la fuerza que se aplica en cada una de las ruedas (figura 3.53) siendo la diferencia entre ellas un desfase temporal que se corresponde al paso de cada rueda por la irregularidad ($\Delta t = \text{batalla}/\text{velocidad}$)

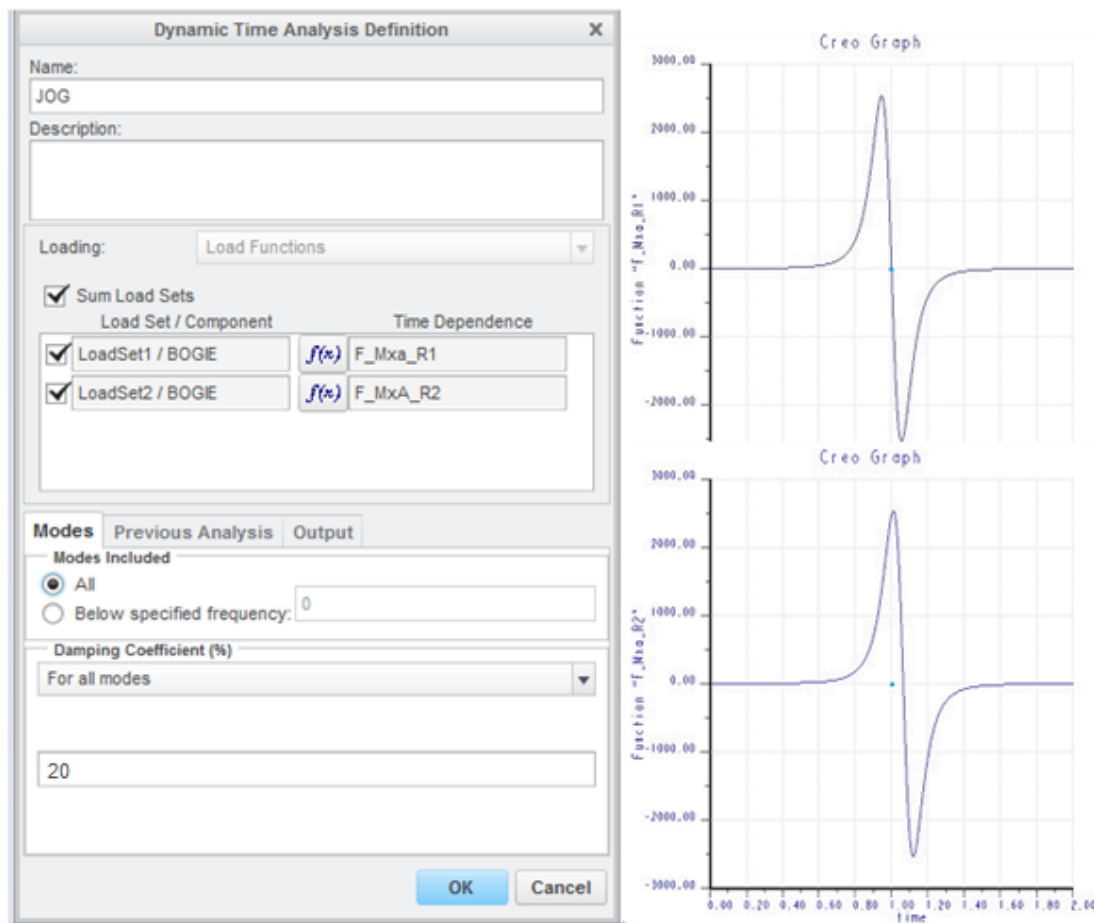


Figura 3.53. Fuerzas introducidas según ley de Newton

Observando el parámetro de control $Despl_R1$ (figura 3.54) se puede observar que el desplazamiento de la rueda no corresponde a la irregularidad de la vía que se deseaba simular, sin embargo también se observa que sigue una forma similar a la fuerza introducida (figura 3.53).

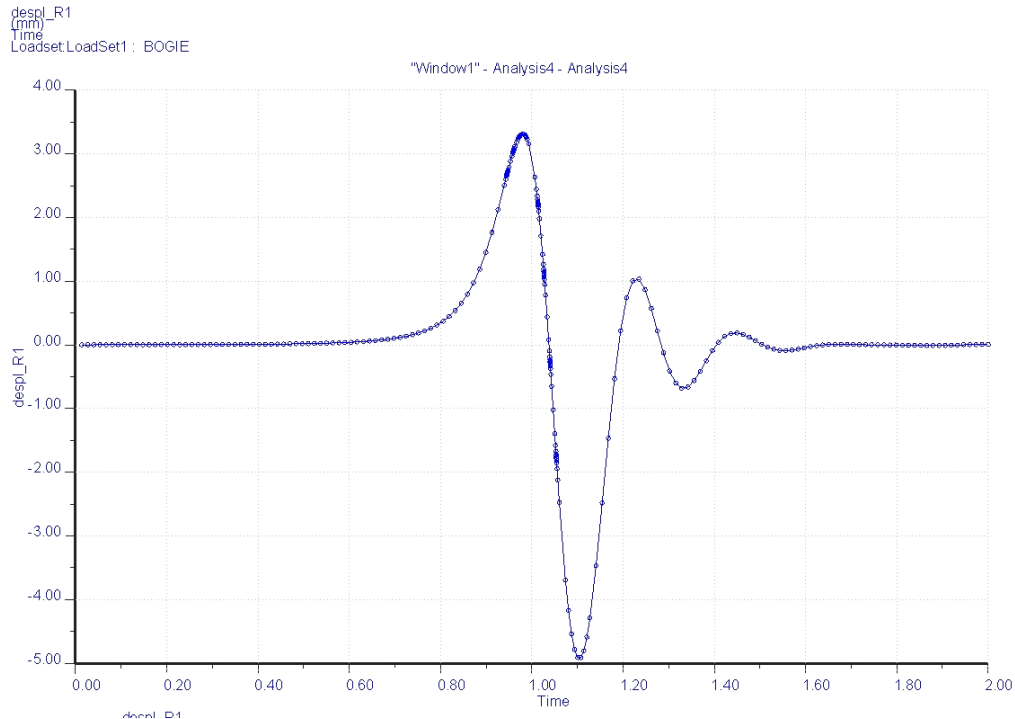


Figura 3.54. Parámetro de control $Despl_R1$ ante una fuerza que sigue la ley de Newton

Por lo tanto se deduce que la primera hipótesis es incorrecta y que la relación entre la fuerza y el desplazamiento vertical no se comporta como una ley proporcional a la masa por la aceleración, sino que el desplazamiento de la rueda es proporcional a la fuerza introducida. Por ello la fuerza introducida tendrá una forma:

$$F(t) = Keq \cdot x(t) \quad (3.3)$$

A continuación se realizará un nuevo análisis transitorio considerando las fuerzas aplicando la ecuación 3.3, donde se tomará una primera aproximación de la constante Keq de valor 1000N/m (figura 3.55).

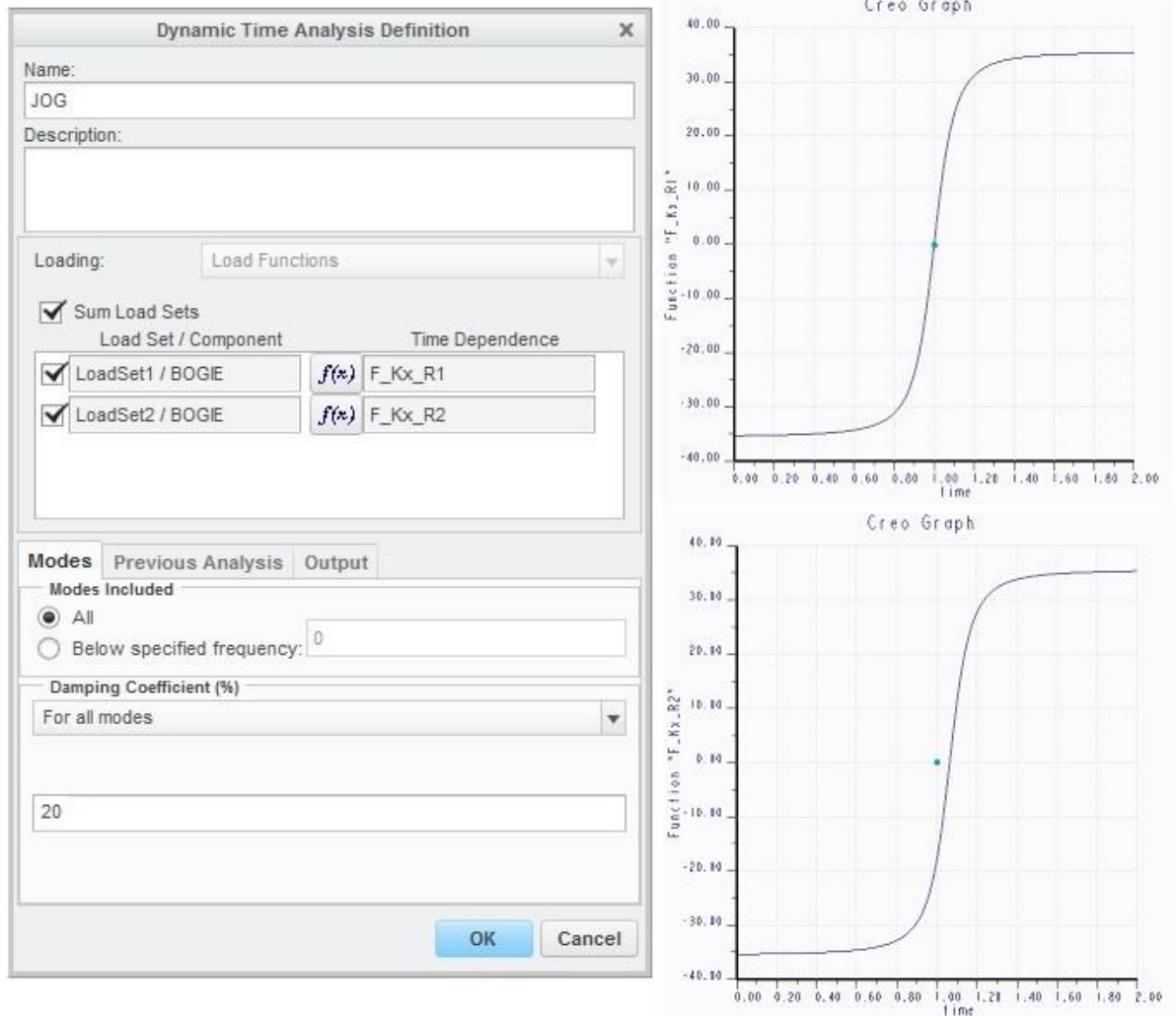


Figura 3.55. Fuerzas introducidas según ley de Hooke

Como se esperaba, el parámetro de control $Despl_R1$ (figura 3.56) sigue la misma forma que la fuerza introducida (figura 3.55), por lo que introducir la fuerza de esta manera es un buen método para representar el defecto. Sin embargo, no lo representa perfectamente ya que presenta un salto inicial, además no tiene las mismas dimensiones que el defecto y presenta un rizado que no debería existir. Para eliminar el salto inicial basta con desplazar la fuerza para que a tiempo cero tenga un valor nulo; para controlar las dimensiones del defecto, se realizan variaciones del valor de la constante Keq que multiplica la fuerza; y para eliminar el rizado, se aplicará un coeficiente de amortiguación a los modos que provocan el rizado, es decir aquellos modos que tenga la misma frecuencia que el rizado.

De esta manera, se realizan varios análisis iterando con diferentes valores de rigideces equivalente (Keq) y diferentes valores de coeficiente de amortiguación hasta que el parámetro de control $Despl_R1$ y $Despl_R2$, es decir, que el desplazamiento de las ruedas, tengan la misma forma que la irregularidad que se desea representar.

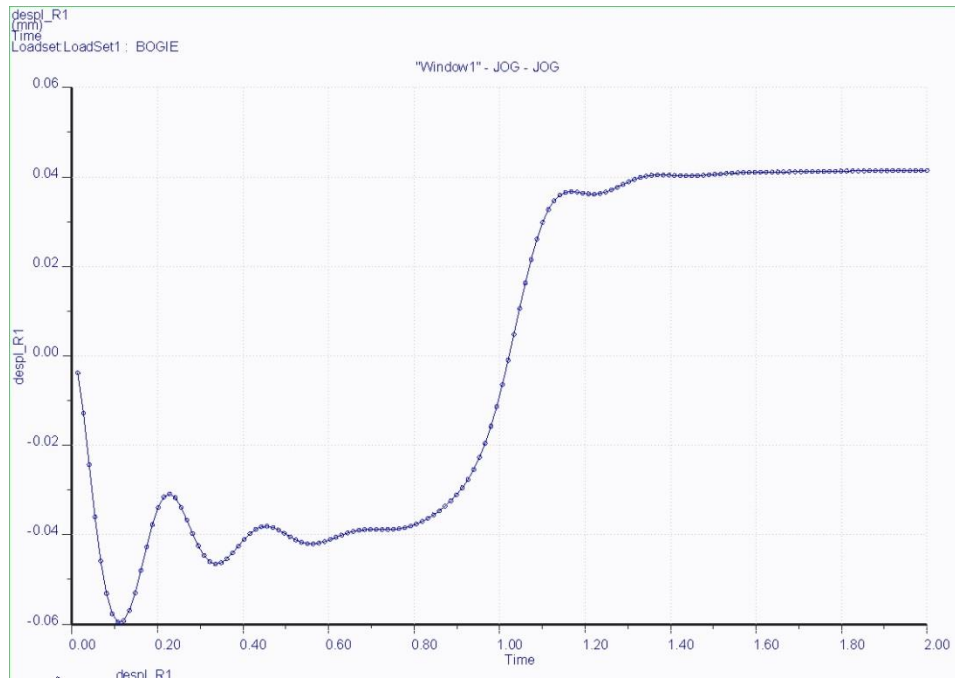


Figura 3.56. Parámetro de control *Despl_R1* ante una fuerza que sigue la ley de Hooke

Una vez se ha ajustado la fuerza a introducir, se pueden obtener las aceleraciones de las cajas de grasa que provoca la irregularidad a través de los parámetros de control *AceleracionCG_1_Magnitude*, *AceleracionCG_2_Magnitude*, *AceleracionCG_3_Magnitude* y *AceleracionCG_4_Magnitude* respectivamente.

A continuación se detallará el procedimiento para cada una de las irregularidades de tipo *cross level* analizadas en el presente proyecto. Especificando la rigidez equivalente del sistema, la función temporal aplicada en cada rueda y los modos amortiguados.

3.4.1. Plateau

La irregularidad tipo *Plateau* (figura 3.57) aparece normalmente en puentes, pasos a nivel y puntos de mantenimiento.

Se representa analíticamente a través de la siguiente expresión (tabla 2.2):

$$y(x) = \left(\frac{A^2}{1 + (k \cdot x)^8} \right)^{1/2} \quad (3.4)$$

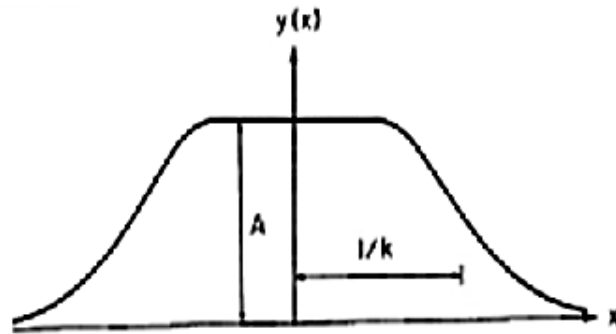


Figura 3.57. Representación de irregularidad tipo *Plateau*

Los parámetros A y k , como en el caso anterior son tomados de la tabla 2.3 (figura 3.58)

Parameters of Analytical Representation of Isolated Variations ^a								
Signature	Range of values							
	Gage		Alignment		Cross level		Profile	
	A (in.)	k (ft ⁻¹)	A (in.)	k (ft ⁻¹)	A (in.)	k (ft ⁻¹)	A (in.)	k (ft ⁻¹)
Cusp	0.8–1.4	0.016–0.061	0.5–3.0	0.011–0.103	0.9–3.0	0.031–0.095	0.9–3.0	0.016–0.095
Bump	0.8–1.4	0.031–0.040	0.5–2.8	0.009–0.083	1.0–3.0	0.017–0.831	0.5–4.0	0.013–0.065
Jog	*	*	0.5–3.3	0.006–0.025	1.6–2.8	0.020–0.050	0.5–5.0	0.008–0.045
Plateau	0.8–1.3	0.029–0.080	1.2–1.6	0.025–0.027	0.6–1.0	0.026–0.040	0.9–3.0	0.009–0.033
Trough	*	*	1.4–2.2	0.013–0.029	*	*	0.7–2.0	0.020–0.025
Sinusoid	*	*	0.8–1.2	0.033–0.020	*	*	1.0–1.5	0.020–0.025
Damped sinusoid	0.5–1.0	*	1.0–2.2	0.013–0.015	0.9–1.2	0.051–0.061	*	*

^a Asterisks denote cases in which signatures were not observed in the data.

Figura 3.58. Rango de valores de A y k para irregularidades tipo *Plateau*

Para poder simular esta irregularidad, se deben aplicar las siguientes fuerzas en las ruedas del carril izquierdo del tipo:

$$F(t) = K_{eq} \cdot y(t) = K_{eq} \cdot \left(\frac{A^2}{1 + (k \cdot (v \cdot t))^8} \right)^{1/2} \quad (3.5)$$

Donde:

$$\begin{aligned} K_{eq} &= 850000 \text{ N/m} \\ A &= 1 \text{ in} = 0,0254 \text{ m} \\ k &= 0,04 \text{ ft}^{-1} = 0,131 \text{ m}^{-1} \\ t &= (\text{time} - 0,7) \\ v &= 27,777 \text{ m/s} \end{aligned}$$

Por lo que las fuerzas que se incluirán en el programa en ambas ruedas serán respectivamente:

$$F_{\text{Plateau_R1}} = 850000 \cdot \left[\frac{0,0254^2}{1 + (0,131 \cdot (27,7777 \cdot (\text{time} - 0,7)))^8} \right] \quad (3.6)$$

$$F_{\text{Plateau_R2}} = 850000 \cdot \left[\frac{0,0254^2}{1 + (0,131 \cdot (27,7777 \cdot (\text{time} - 0,7 - 0,0648)))^8} \right] \quad (3.7)$$

Obsérvese que la ecuación se ha desplazado 0.7 segundos en eje temporal al igual que en el anterior análisis para empezar con la variable *time* positiva. Y en este caso no se ha desplazado la fuerza en el eje *y*, ya que en este caso la fuerza empieza con valor nulo.

Para este análisis se han amortiguado de igual manera una serie de modos para evitar el rizado del desplazamiento de las ruedas. Los modos amortiguados en este análisis son los que aparecen en la siguiente tabla:

Tabla 3.3 Coeficientes de amortiguación para irregularidad tipo *Plateau*

MODO	DAMPING (%)
1	50
2	50
3	0
4	0
5	0
6	0
7	0
8	0
9	0
10	0

3.4.2. Damped Sinusoid

La irregularidad tipo *Damped Sinusoid* (figura 3.59) aparece normalmente en trazados con espirales, desvíos y zonas de poca rigidez.

Se representa analíticamente a través de la siguiente expresión (tabla 2.2):

$$y(x) = A \cdot e^{-k \cdot x} \cdot \cos(\pi \cdot k \cdot x) \quad (3.8)$$

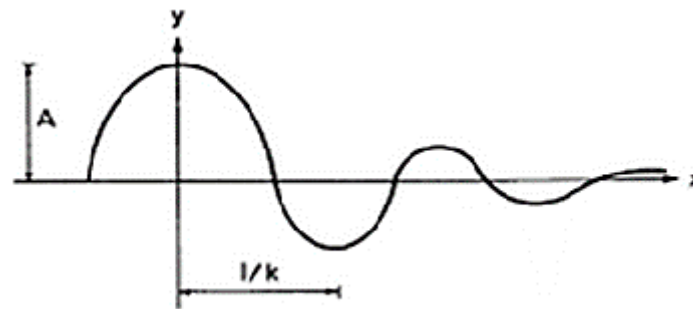


Figura 3.59. Representación de irregularidad tipo *Damped Sinusoid*

Los parámetros A y k , como en el caso anterior son tomados de la tabla 2.3 (figura 3.60)

Parameters of Analytical Representation of Isolated Variations ^a								
Signature	Range of values							
	Gage		Alignment		Cross level		Profile	
	A (in.)	k (ft ⁻¹)	A (in.)	k (ft ⁻¹)	A (in.)	k (ft ⁻¹)	A (in.)	k (ft ⁻¹)
Cusp	0.8–1.4	0.016–0.061	0.5–3.0	0.011–0.103	0.9–3.0	0.031–0.095	0.9–3.0	0.016–0.095
Bump	0.8–1.4	0.031–0.040	0.5–2.8	0.009–0.083	1.0–3.0	0.017–0.831	0.5–4.0	0.013–0.065
Jog	*	*	0.5–3.3	0.006–0.025	1.6–2.8	0.020–0.050	0.5–5.0	0.008–0.045
Plateau	0.8–1.3	0.029–0.080	1.2–1.6	0.025–0.027	0.6–1.0	0.026–0.040	0.9–3.0	0.009–0.033
Trough	*	*	1.4–2.2	0.013–0.029	*	*	0.7–2.0	0.020–0.025
Sinusoid	*	*	0.8–1.2	0.033–0.020	*	*	1.0–1.5	0.020–0.025
Damped sinusoid	0.5–1.0	*	1.0–2.2	0.013–0.015	0.9–1.2	0.051–0.061	*	*

^a Asterisks denote cases in which signatures were not observed in the data.

Figura 3.60. Rango de valores de A y k para irregularidades tipo *Damped Sinusoid*

Para poder simular esta irregularidad, se deben aplicar las siguientes fuerzas en las ruedas del carril izquierdo:

$$F(t) = K_{eq} \cdot y(t) = K_{eq} \cdot [A \cdot e^{-k \cdot (v \cdot t)} \cdot \cos(\pi \cdot k \cdot (v \cdot t))] \quad (3.9)$$

Donde:

$$\begin{aligned} K_{eq} &= 15000 \text{ N/m} \\ A &= 1,2 \text{ in} = 0,03048 \text{ m} \\ k &= 0,061 \text{ ft}^{-1} = 0,200 \text{ m}^{-1} \\ t &= (time - 0,9) \\ v &= 27,777 \text{ m/s} \end{aligned}$$

Por lo que las fuerzas que se incluirán en el programa en ambas ruedas serán respectivamente:

$$F_{Damped_R1} = 15000 \cdot \left[\frac{0,03048 \cdot \cos(\pi \cdot 0,200 \cdot (27,777 \cdot (time - 0,9)))}{e^{0,200 \cdot (27,777 \cdot (time - 0,9))}} \right] \quad (3.10)$$

Obsérvese que en esta ecuación se ha desplazado 0.9 segundos en eje temporal para coincidir el inicio temporal con una fuerza de valor nulo.

Para introducir la fuerza trasera, en este caso no es tan trivial como en los anteriores y no sirve desplazar la ecuación el tiempo correspondiente al retraso del paso de ejes por la irregularidad, ya que se pretende que la rueda trasera realice la misma irregularidad pero 0.0648 segundos más tarde y la fuerza tome un valor nulo hasta el tiempo 0.0648 segundos. Para ello se introduce una fuerza en forma de tabla (figura 3.61), con los valores correspondientes a la ecuación 3.10 desplazada 0.0648 segundos y haciendo nula la fuerza para tiempos menores a este tiempo.

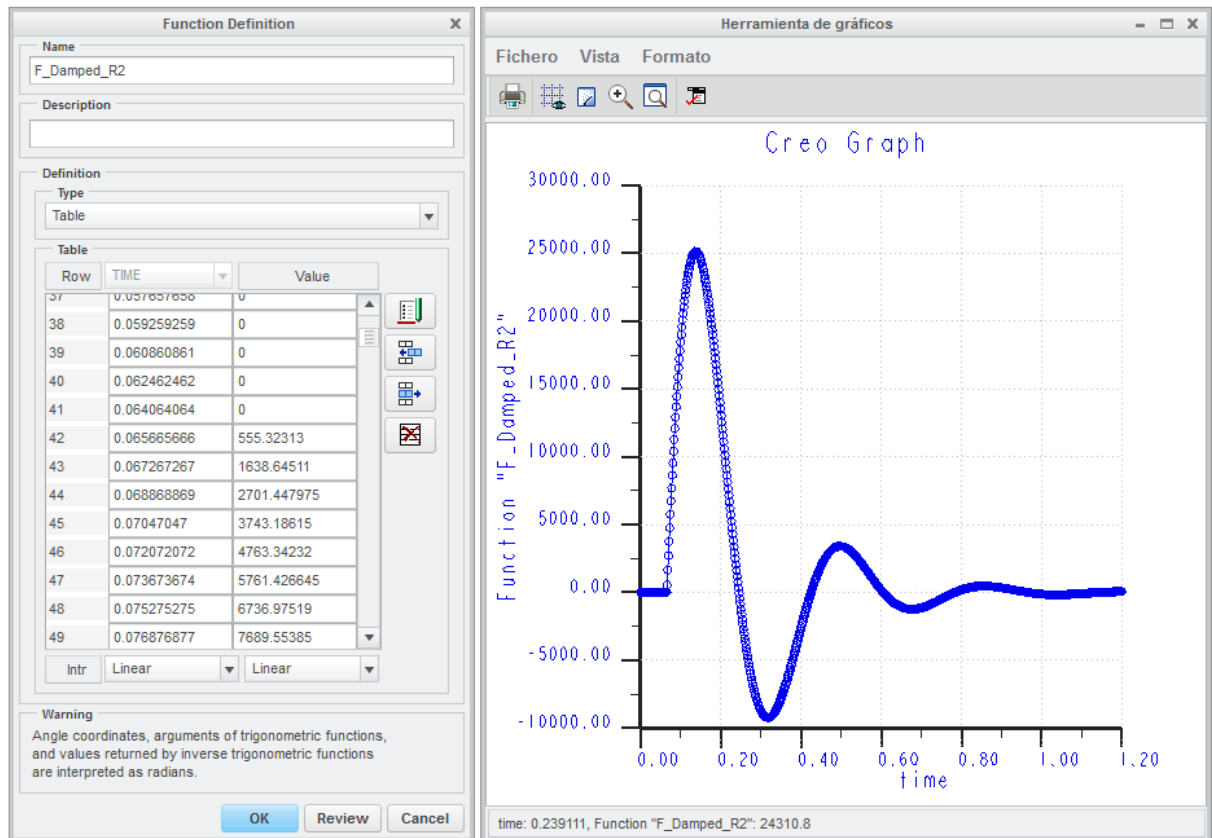


Figura 3.61. Introducción de la fuerza en la rueda trasera para *Damped Sinusoid*

Para este análisis se han amortiguado de igual manera una serie de modos para evitar el rizado del desplazamiento de las ruedas. Los modos amortiguados en este análisis son los que aparecen en la siguiente tabla:

Tabla 3.4 Coeficientes de amortiguación para irregularidad tipo *Damped Sinusoid*

MODO	DAMPING (%)
1	50
2	50
3	30
4	0
5	0
6	0
7	0
8	0
9	0
10	0

3.4.3. *Bump*

La irregularidad tipo *Bump* (figura 3.62) aparece normalmente cuando falla el balasto, uniones de carriles, hundimientos de terreno, terreno blando o embarrado. Este tipo de irregularidad se representa analíticamente a través de la siguiente expresión (tabla 2.2):

$$y(x) = A \cdot e^{-\frac{1}{2}(k \cdot x)^2} \quad (3.11)$$

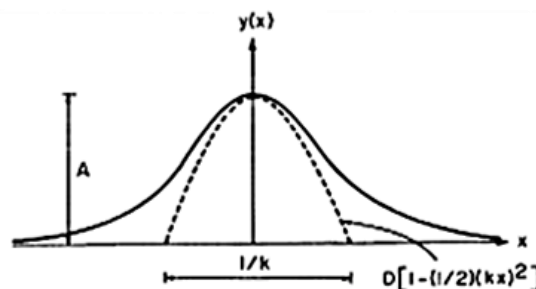


Figura 3.62. Representación de irregularidad tipo *Bump*

Los parámetros A y k se eligen de la tabla 2.3 y se escogerán al igual que en el resto de irregularidades, los valores que provocan una irregularidad más brusca, es decir, la de mayor amplitud y la más impulsiva (figura 3.63).

Parameters of Analytical Representation of Isolated Variations^a

Signature	Range of values							
	Gage		Alignment		Cross level		Profile	
	<i>A</i> (in.)	<i>k</i> (ft ⁻¹)	<i>A</i> (in.)	<i>k</i> (ft ⁻¹)	<i>A</i> (in.)	<i>k</i> (ft ⁻¹)	<i>A</i> (in.)	<i>k</i> (ft ⁻¹)
Cusp	0.8–1.4	0.016–0.061	0.5–3.0	0.011–0.103	0.9–3.0	0.031–0.095	0.9–3.0	0.016–0.095
Bump	0.8–1.4	0.031–0.040	0.5–2.8	0.009–0.083	1.0–3.0	0.017–0.831	0.5–4.0	0.013–0.065
Jog	*	*	0.5–3.3	0.006–0.025	1.6–2.8	0.020–0.050	0.5–5.0	0.008–0.045
Plateau	0.8–1.3	0.029–0.080	1.2–1.6	0.025–0.027	0.6–1.0	0.026–0.040	0.9–3.0	0.009–0.033
Trough	*	*	1.4–2.2	0.013–0.029	*	*	0.7–2.0	0.020–0.025
Sinusoid	*	*	0.8–1.2	0.033–0.020	*	*	1.0–1.5	0.020–0.025
Damped sinusoid	0.5–1.0	*	1.0–2.2	0.013–0.015	0.9–1.2	0.051–0.061	*	*

^a Asterisks denote cases in which signatures were not observed in the data.

Figura 3.63. Rango de valores de *A* y *k* para irregularidades tipo *Bump*

Tras la realización del primer análisis se observó como el modelo no podía seguir la irregularidad impuesta por ser ésta demasiado impulsiva como se observa en la figura 3.64, dónde se muestra el parámetro de control *Despl_R1* y la irregularidad que debería seguir.

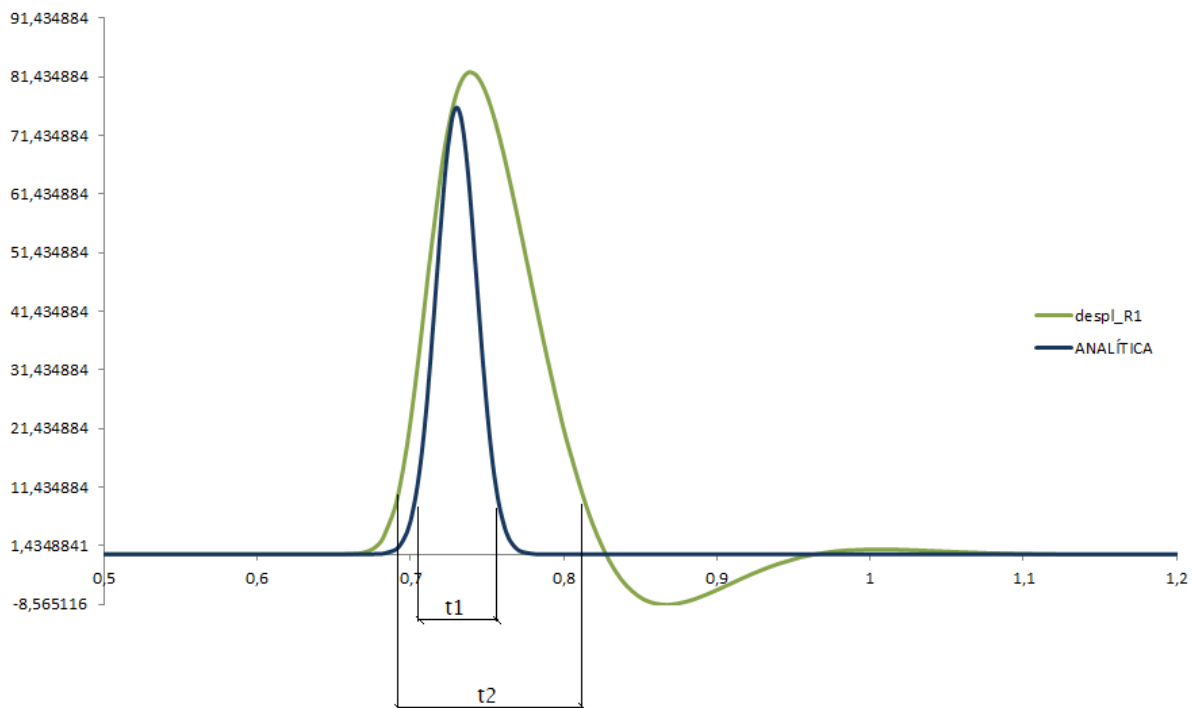


Figura 3.64. Error del parámetro de control *Despl_R1* al realizar la irregularidad *Bump*

Se observa que el tiempo que emplea la parámetro de control *Despl_R1* en realizar la irregularidad ($t_2 = 0,12$ segundos) se corresponde a un semiciclo de onda de los modos 1 y 2 (4,51Hz y 4,79Hz respectivamente), que son los modos que más afectan al movimiento vertical de la rueda. Como se tomó la hipótesis que la huella de contacto debe seguir la irregularidad (es decir que la rueda está en permanente contacto con el carril y no se produzca un salto), se necesita que esos modos de vibración aparezcan a una frecuencia más alta. Para ello se modifican

las condiciones de contorno en las huellas de contacto para forzar a que esos modos aparezcan a una frecuencia que permita adaptarse a la irregularidad.

Para modificar las condiciones de contorno y conseguir que el semiciclo de onda de el parámetro de control $Despl_R1$ sea igual al de la irregularidad ($t_i=0.06s$) se añade una rigidez vertical en los muelles de las huellas de contacto cuyo valor se debe estimar. Para ello se parte de que la irregularidad tiene un tiempo de ciclo de 0.12 segundos, la frecuencia (ω) que realiza este tiempo de ciclo es de 8.33Hz (52,36 rad/s).

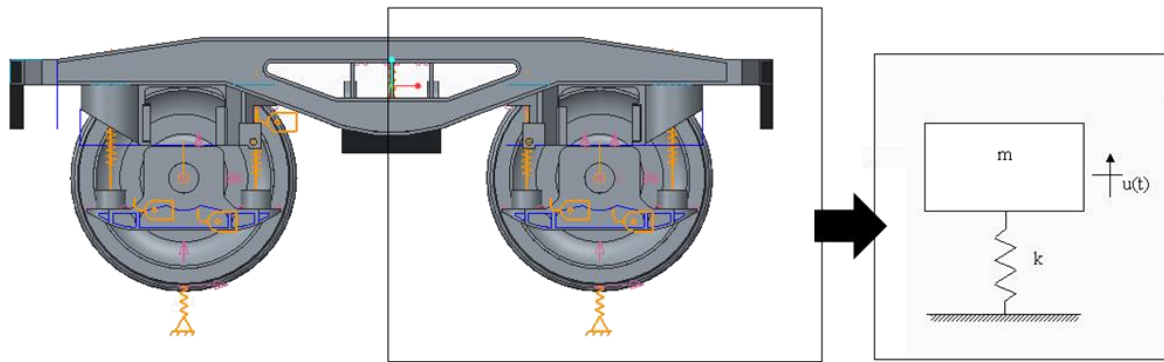


Figura 3.65. Modelo simplificado de un grado de libertad

Para estimar la rigidez del muelle de contacto se simplifica el modelo a un cuarto de bogie y suponiendo que la rueda solo tenga el movimiento vertical (figura 3.65), pudiendo aplicar así la ecuación 2.6, ecuación de un sistema de un grado de libertad, donde la frecuencia puede obtenerse con la siguiente expresión:

$$\Omega = \sqrt{\frac{K_{zz}}{m}} \quad (3.12)$$

Donde:

$$\begin{aligned} \Omega &= 2 \cdot \omega = 104,72 \text{ rad/s} \\ m &= 1000 \text{ Kg (un cuarto de la masa del bogie)} \end{aligned}$$

Obsérvese que la frecuencia se multiplica por un factor de seguridad de valor dos, cuya finalidad es asegurar que la frecuencia que se requiere sea mayor que la de la irregularidad. La rigidez (K_{zz}) obtenida con esta estimación es de 11000 N/mm (figura 3.66).

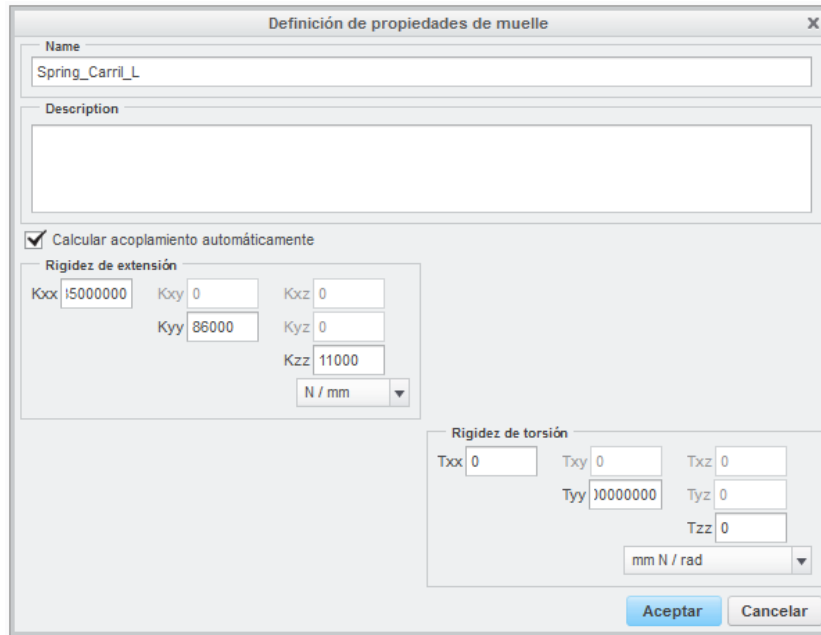


Figura 3.66. Nueva rigidez de los muelles del carril izquierdo

A continuación se debe realizar un nuevo análisis modal para obtener las nuevas frecuencias de los modos de vibración en los que se basará el análisis transitorio de este tipo de irregularidad. Los modos obtenidos con estas condiciones de contorno son las que se muestran en la tabla 3.5 (figura 3.67).

Tabla 3.5 Frecuencias de nuevos modos de vibración

Modo de vibración	Frecuencia
Modo1	7,49 Hz
Modo 2	7,50 Hz
Modo 3	10,30 Hz
Modo 4	12,71 Hz
Modo 5	15,46 Hz
Modo 6	16,21 Hz
Modo 7	19,27 Hz
Modo 8	20,33 Hz
Modo 9	36,73 Hz
Modo 10	29,20 Hz

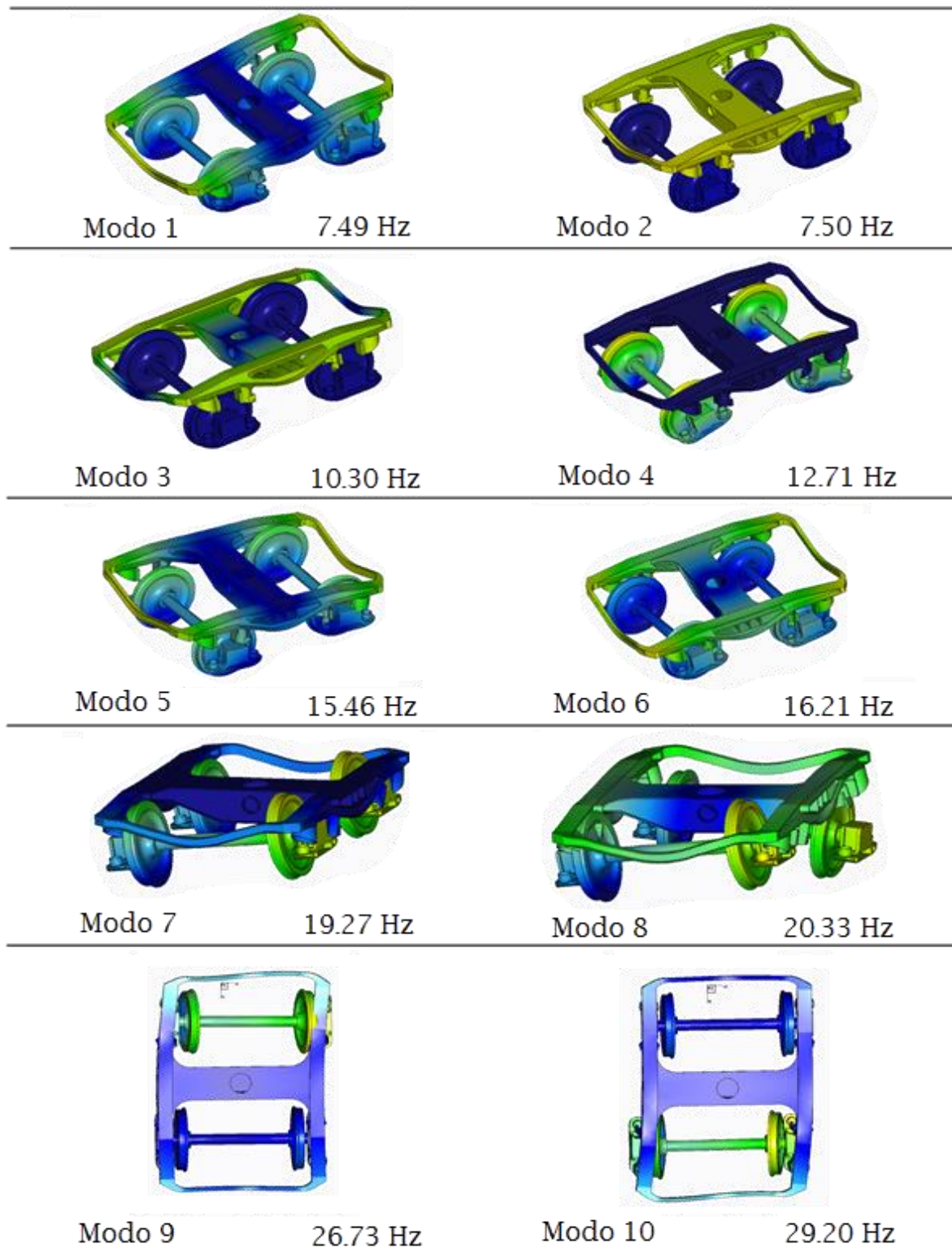


Figura 3.67. Representación de los nuevos modos de vibración

Para poder simular esta irregularidad, se deben aplicar las siguientes fuerzas en las ruedas del carril izquierdo del tipo:

$$F(t) = K_{eq} \cdot y(t) = K_{eq} \cdot \left[A \cdot e^{-\frac{1}{2}[k \cdot (v \cdot t)]^2} \right] \quad (3.13)$$

Donde:

$$\begin{aligned} K_{eq} &= 13,5 \cdot 10^6 \text{ N/m} \\ A &= 3 \text{ in} = 0,0762 \text{ m} \\ k &= 0,831 \text{ ft}^{-1} = 2,726 \text{ m}^{-1} \\ t &= (time - 0,7) \\ v &= 27,777 \text{ m/s} \end{aligned}$$

Por lo que las fuerzas que se incluirán en el programa en ambas ruedas serán respectivamente:

$$F_{Bump-R1} = 13,5 \cdot 10^6 \cdot \left[0,0762 \cdot e^{-\frac{1}{2}[2,726 \cdot (27,777 \cdot (time - 0,7))]^2} \right] \quad (3.14)$$

$$F_{Bump-R2} = 13,5 \cdot 10^6 \cdot \left[0,0762 \cdot e^{-\frac{1}{2}[2,726 \cdot (27,777 \cdot (time - 0,7 - 0,0648))]^2} \right] \quad (3.15)$$

Obsérvese que en este análisis la ecuación ha sido desplazada 0,7 segundos en eje temporal al igual que en los casos anteriores.

Para evitar el rizado y conseguir que la rueda realice el desplazamiento de la irregularidad, se deben amortiguar diferentes modos para ello se realizan diferentes análisis con diferentes coeficientes de amortiguación intentando siempre amortiguar lo menos posible el sistema. Los modos amortiguados son los que aparecen en la siguiente tabla:

Tabla 3.6 Coeficientes de amortiguación para irregularidad tipo *Bump*

MODO	DAMPING (%)
1	50
2	30
3	30
4	0
5	0
6	50
7	80
8	80
9	50
10	50

Capítulo 4

Resultados

En este capítulo se expondrán los datos obtenidos de las aceleraciones en cada una de las cajas de grasa así como la contribución de cada modo a éstas para cada tipo de irregularidad analizada en el capítulo anterior. Así como la comparación entre la fórmula analítica de la irregularidad, es decir el desplazamiento teórico que debe seguir la rueda, y el desplazamiento real que provoca en el modelo la fuerza introducida.

La nomenclatura utilizada será la misma que en capítulos anteriores (figura 3.32):

- CG1: Caja de grasa delantera izquierda
- CG2: Caja de grasa trasera izquierda
- CG3: Caja de grasa trasera derecha
- CG4: Caja de grasa delantera derecha

Siendo las ruedas y las cajas de grasa situadas en el carril izquierdo las que sufren la irregularidad (CG1 y CG2)

4.1. PLATEAU

Comparación entre parámetro de control de desplazamiento e irregularidad que se quería representar:

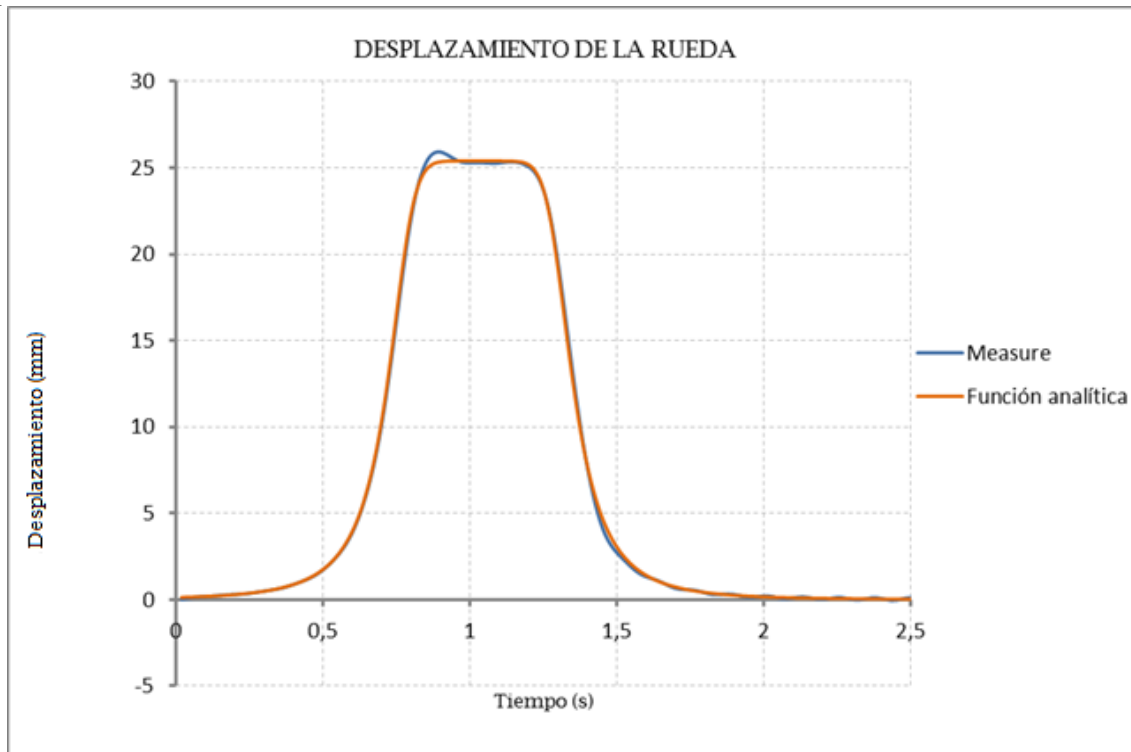


Figura 4.1. Seguimiento de la irregularidad tipo *Plateau*

Comprobación de la inclusión de la caja de grasa en el bogie:

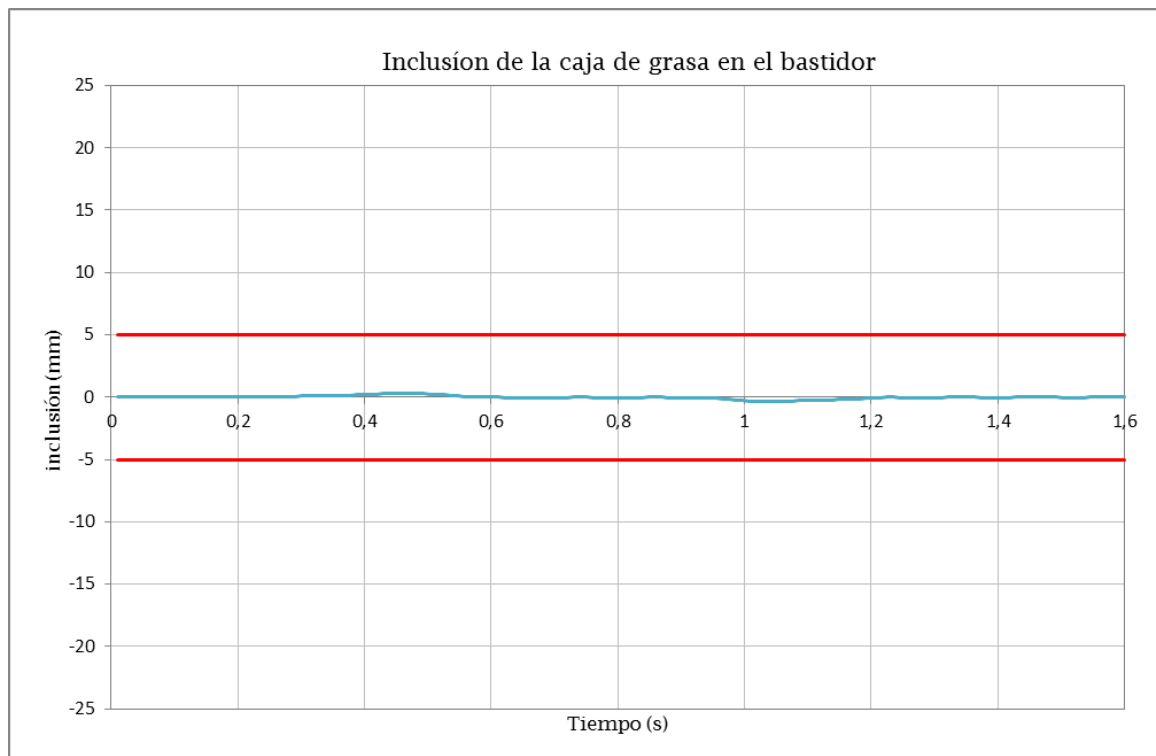


Figura 4.2 Inclusión de la caja de grasa en una irregularidad tipo *Plateau*

Resultados de la aceleración vertical en cada caja de grasa:

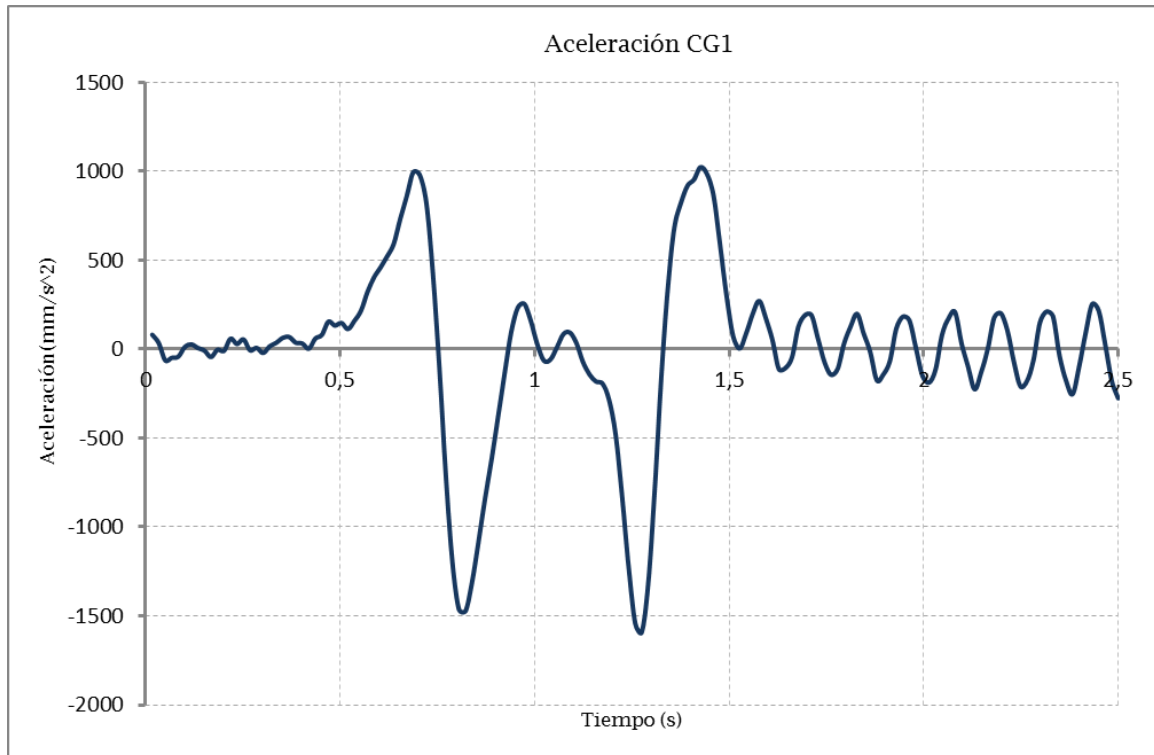


Figura 4.3. Aceleración de la rueda delantera izquierda para una irregularidad tipo *Plateau*

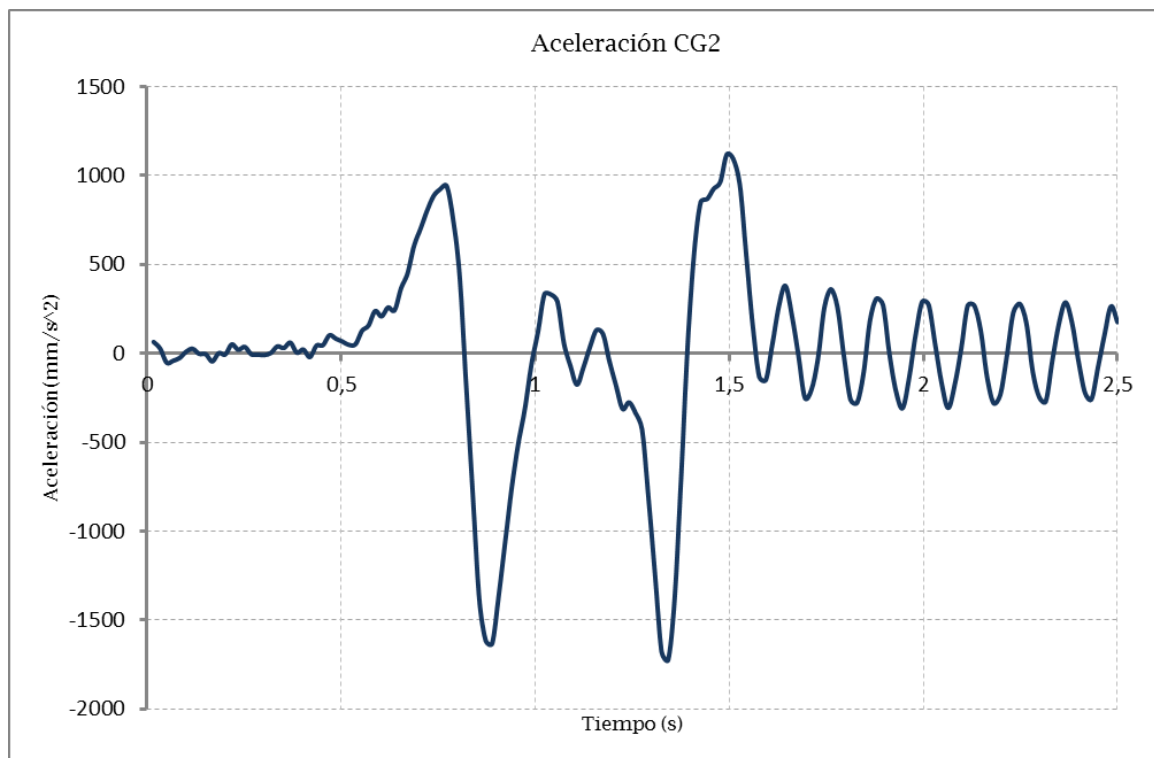


Figura 4.4. Aceleración de la rueda trasera izquierda para una irregularidad tipo *Plateau*

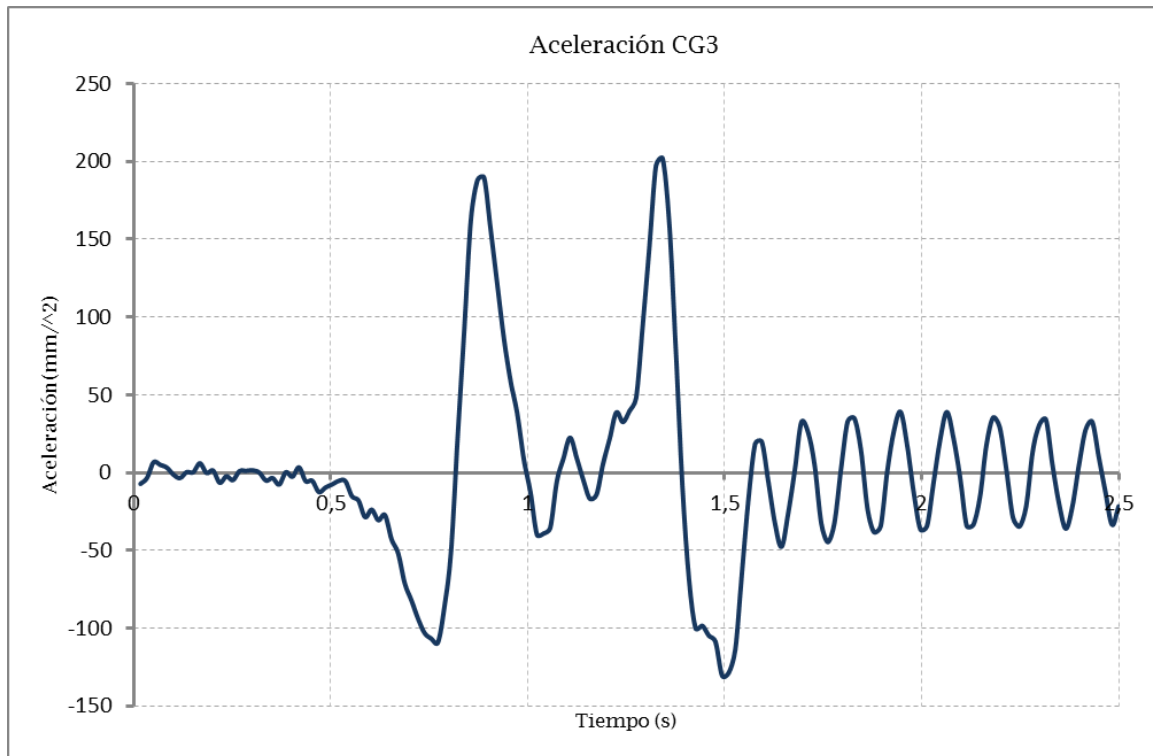


Figura 4.5. Aceleración de la rueda trasera derecha para una irregularidad tipo *Plateau*

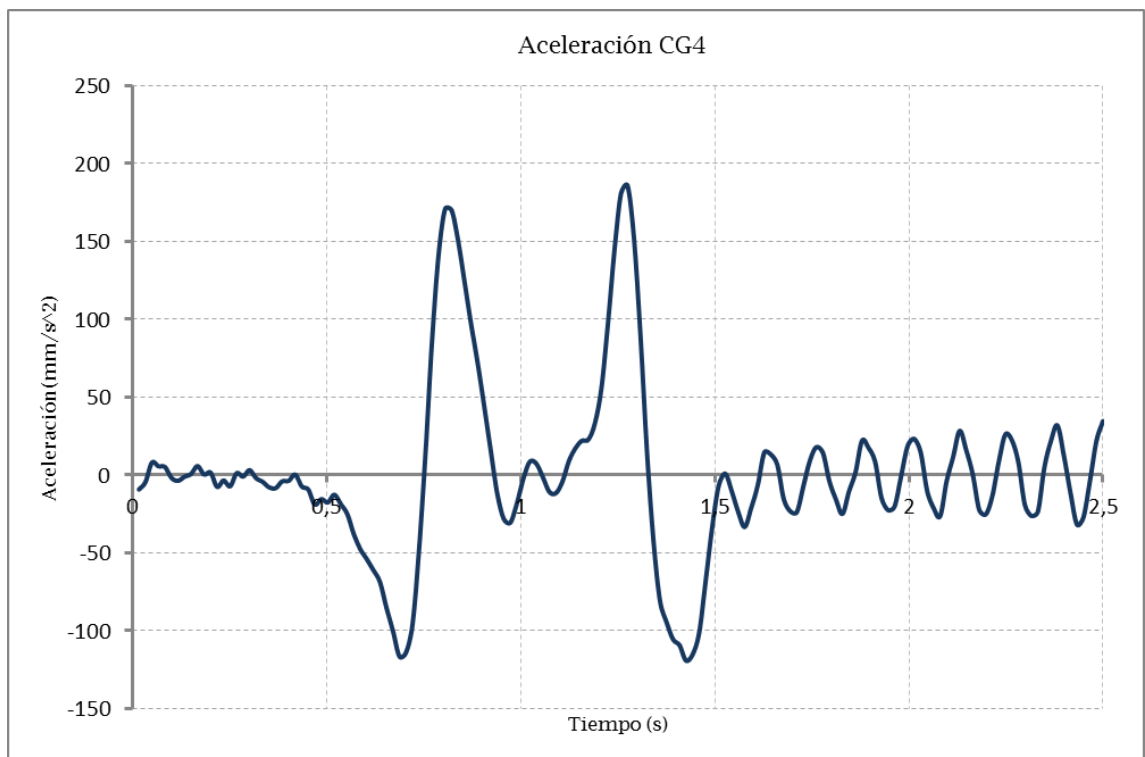


Figura 4.6. Aceleración de la rueda delantera derecha para una irregularidad tipo *Plateau*

Análisis realizado modo a modo para calcular lo que aporta cada uno al desplazamiento:

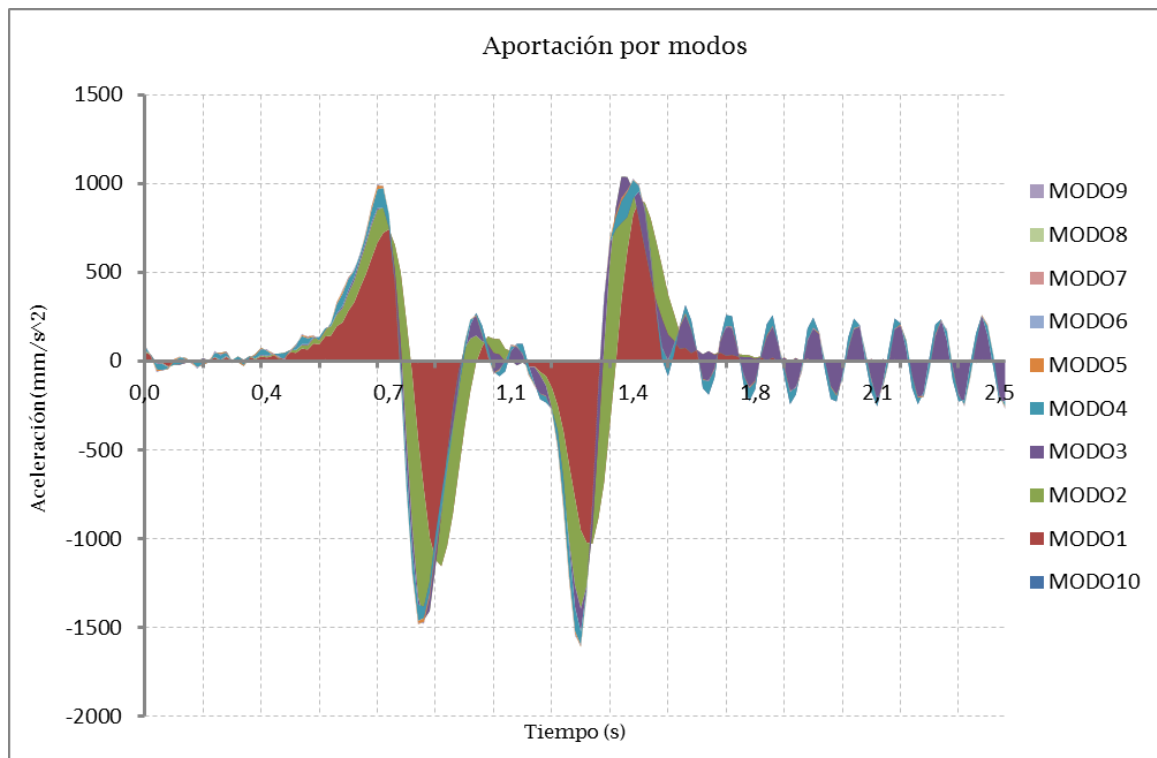


Figura 4.7. Aceleración que aporta cada modo en una irregularidad *Plateau*

Aceleración en magnitud de las aceleraciones de cada una de las ruedas a fin de comprobar si las aceleraciones en el resto de direcciones son relevantes

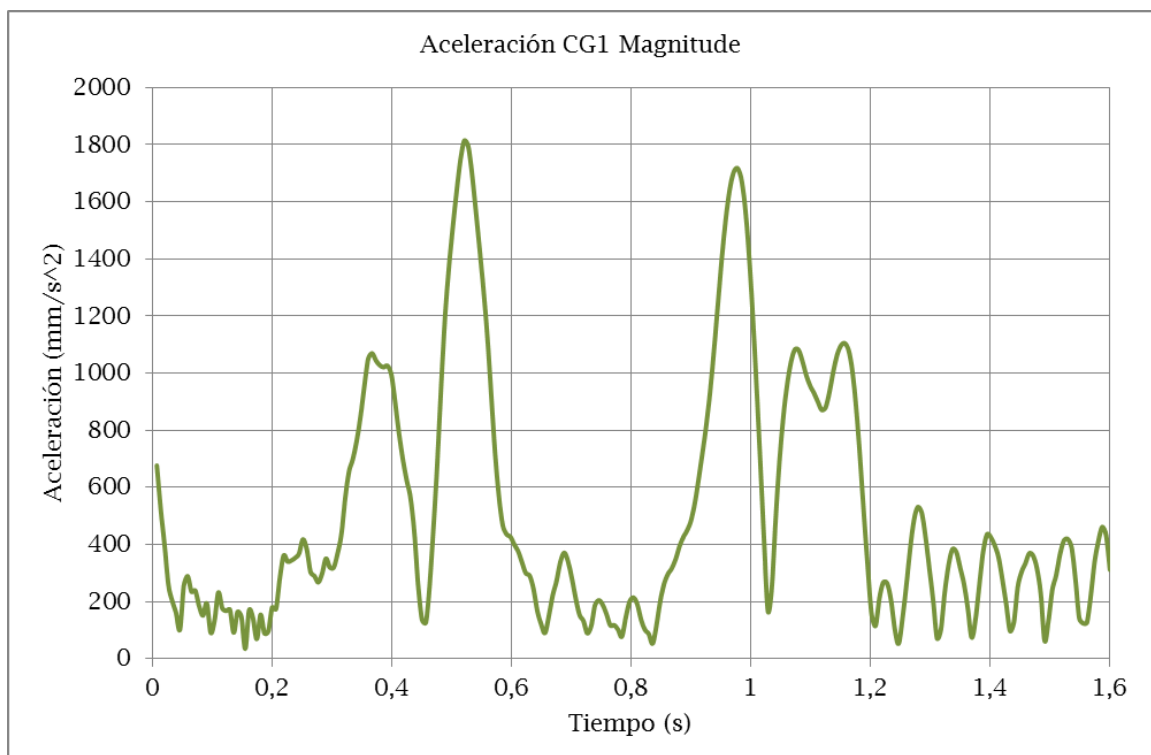


Figura 4.8. Aceleración en magnitud de la rueda delantera izquierda para una irregularidad tipo *Plateau*

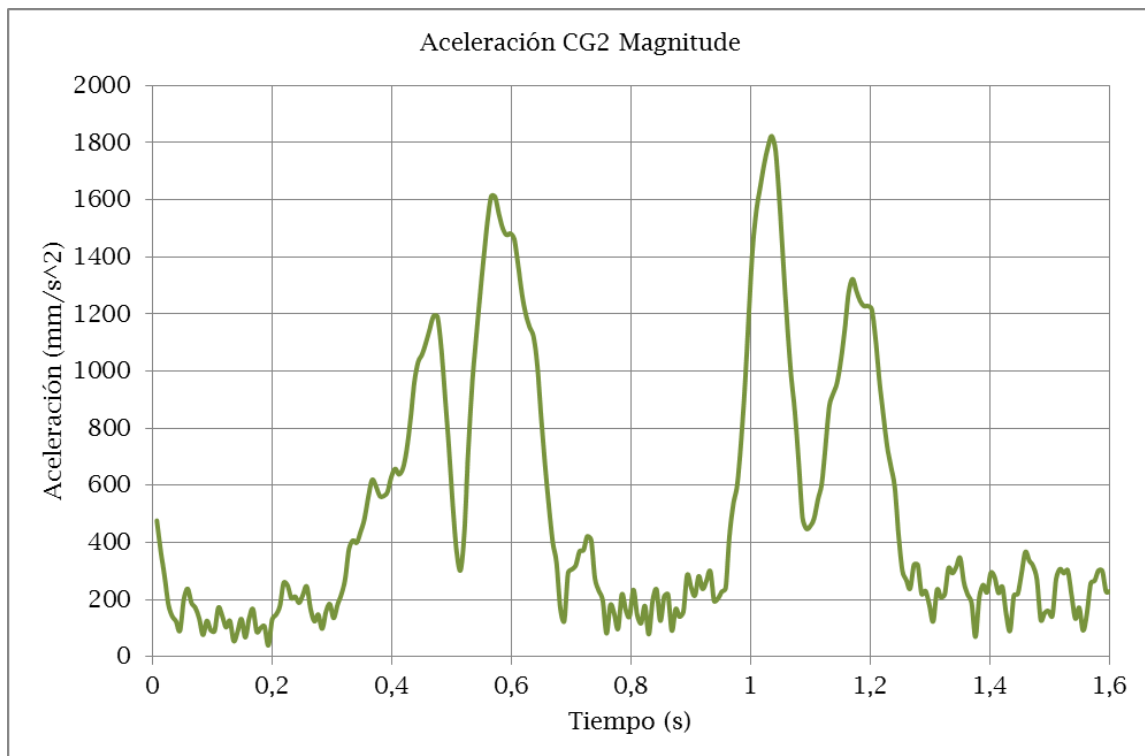


Figura 4.9. Aceleración en magnitud de la rueda trasera izquierda para una irregularidad tipo *Plateau*

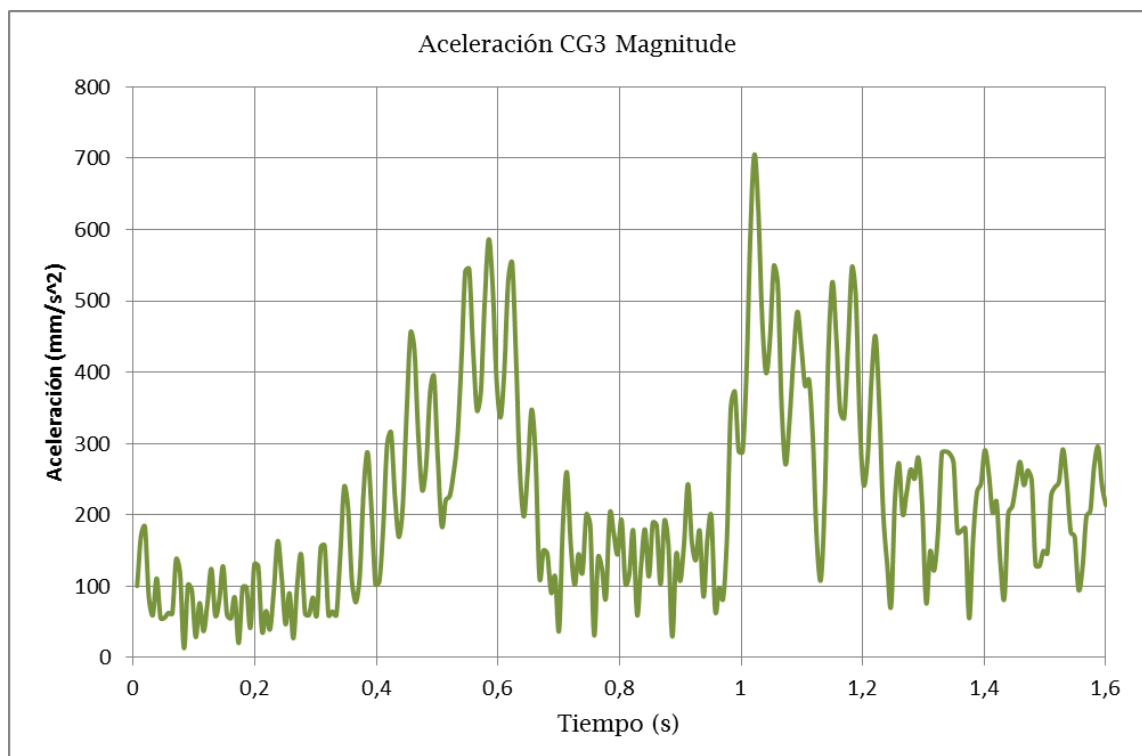


Figura 4.10. Aceleración en magnitud de la rueda trasera derecha para una irregularidad tipo *Plateau*

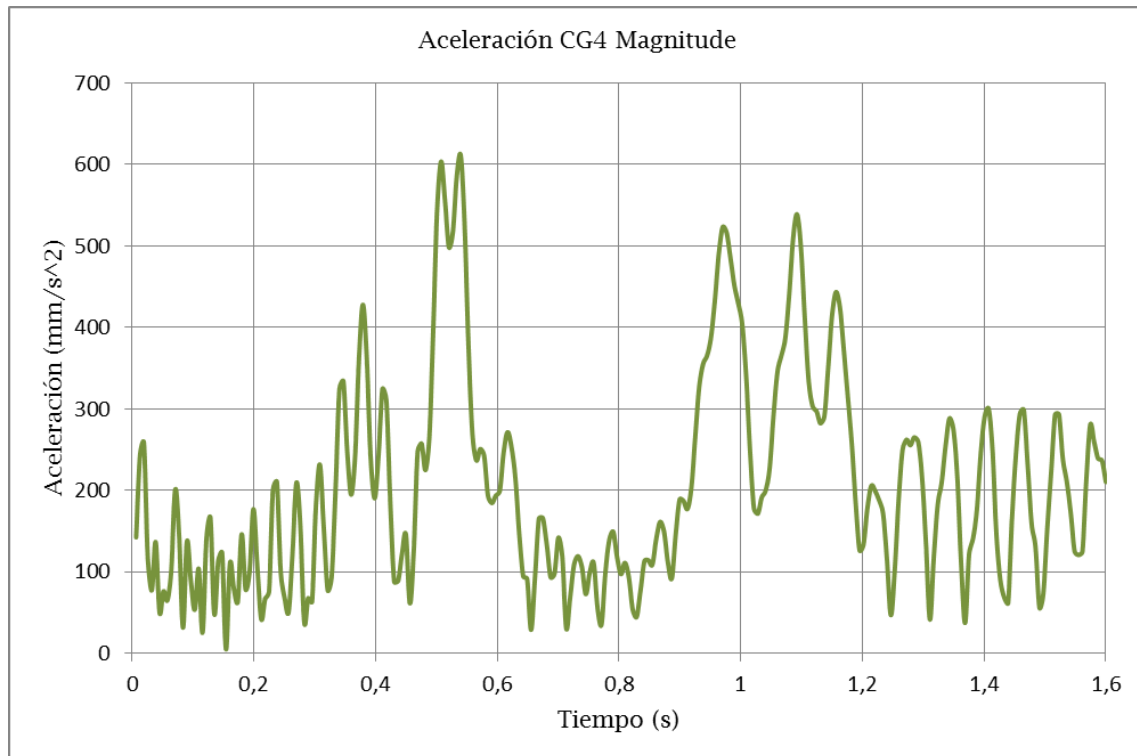


Figura 4.11. Aceleración en magnitud de la rueda delantera derecha para una irregularidad tipo *Plateau*

4.2. DAMPED SINUSOID

Comparación entre parámetro de control de desplazamiento e irregularidad que se quería representar:

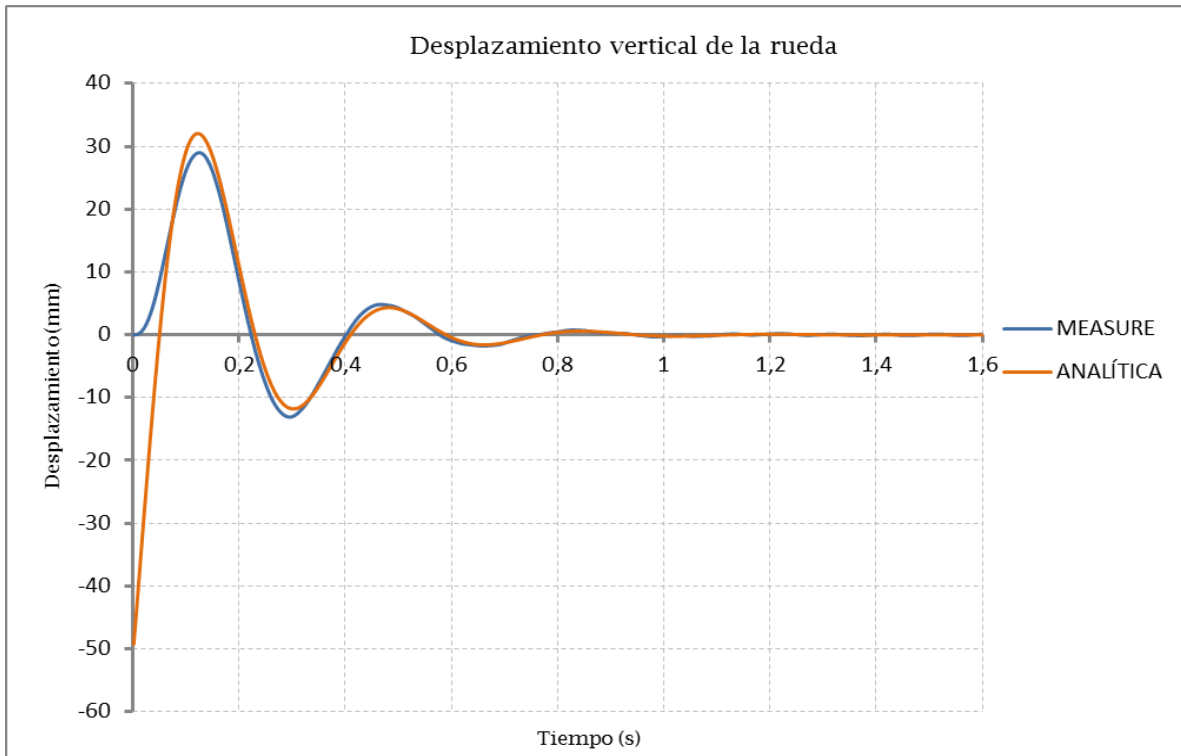


Figura 4.12. Seguimiento de la irregularidad tipo *Damped Sinusoid*

Comprobación de la inclusión de la caja de grasa en el bogie:

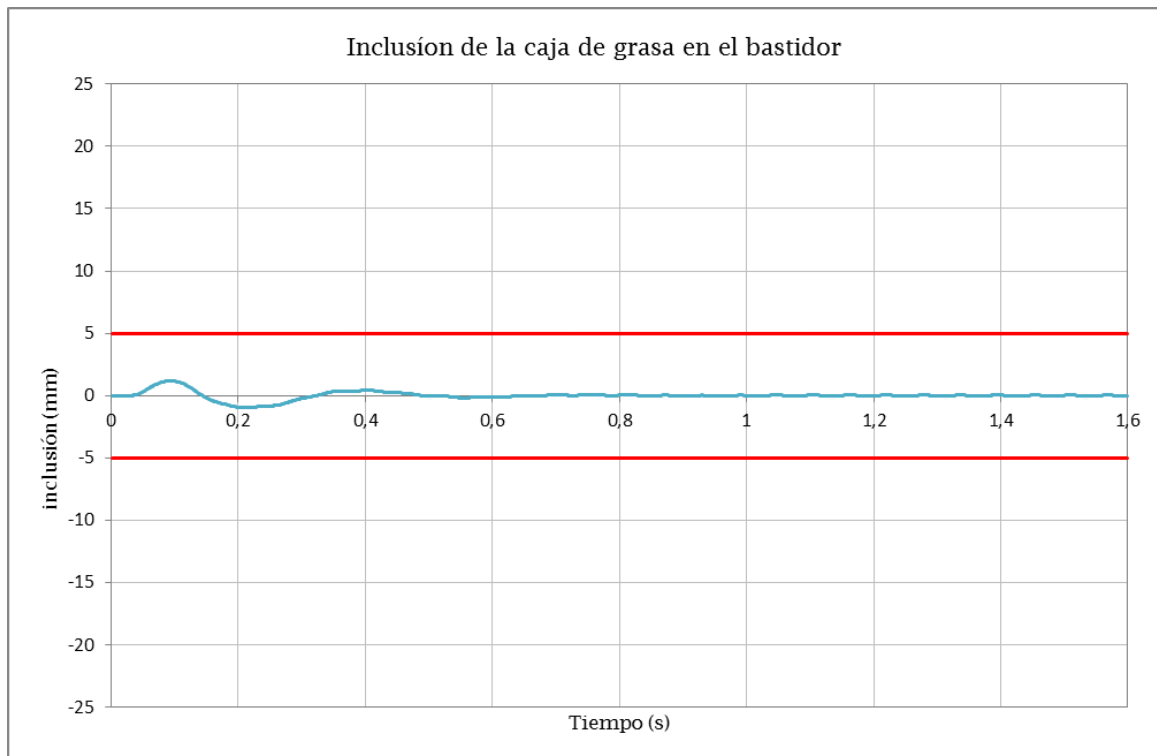


Figura 4.13 Inclusión de la caja de grasa en una irregularidad tipo *Damped Sinusoid*

Resultados de la aceleración vertical en cada caja de grasa:

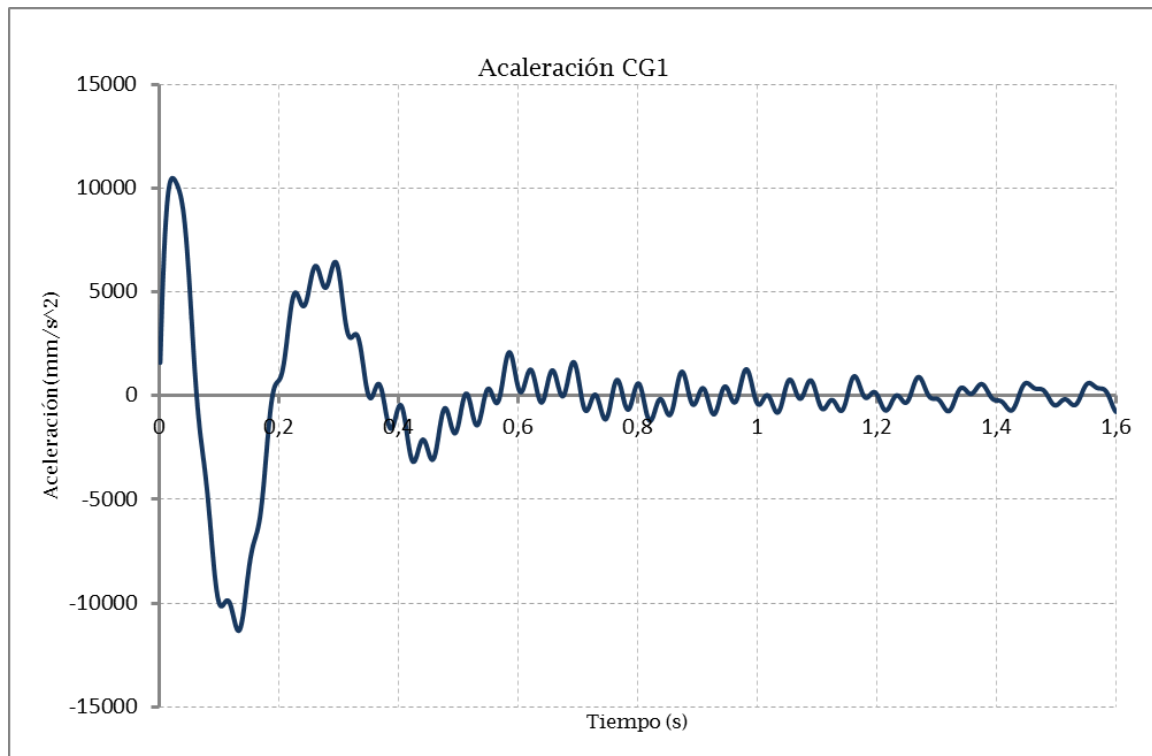


Figura 4.14. Aceleración de la rueda delantera izquierda para una irregularidad tipo *Damped Sinusoid*

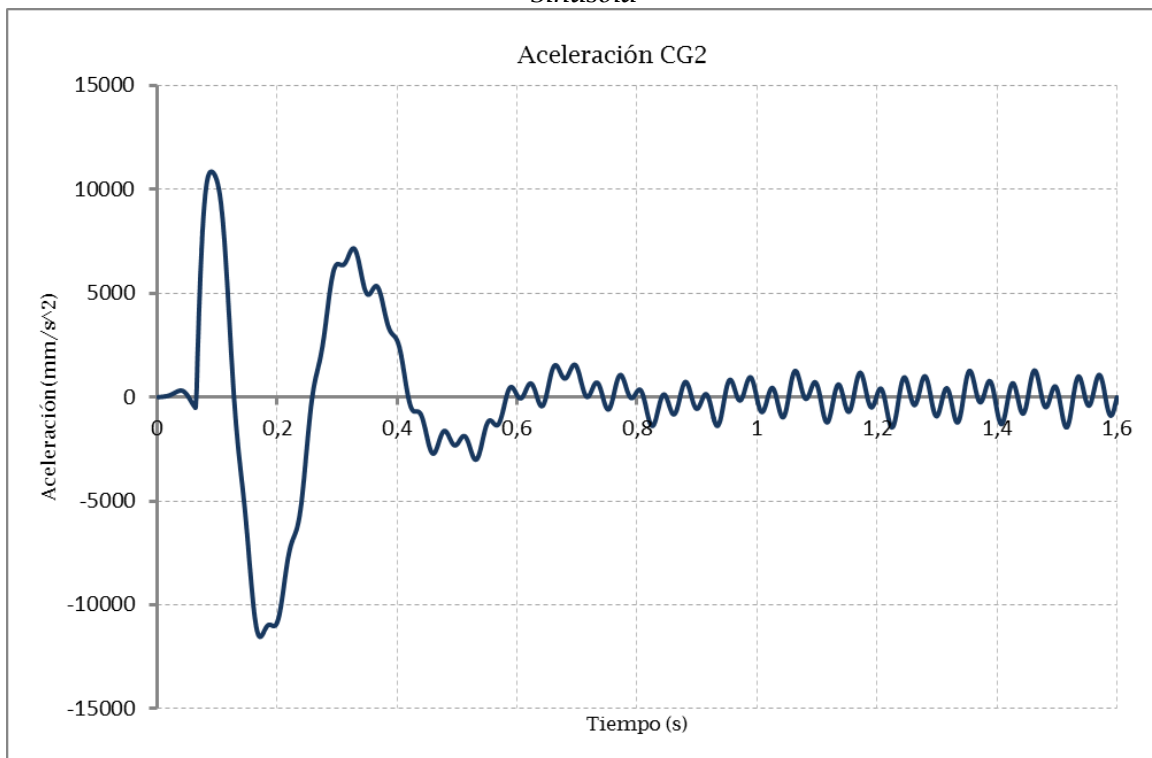


Figura 4.15. Aceleración de la rueda trasera izquierda para una irregularidad tipo *Damped Sinusoid*

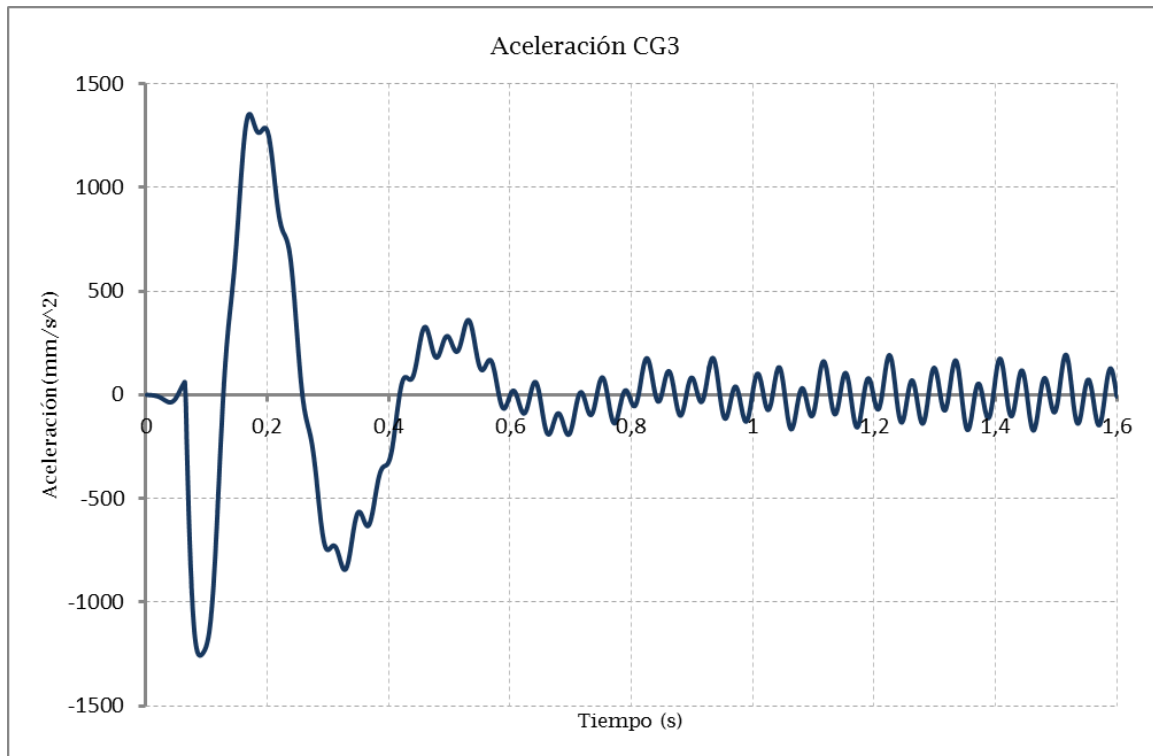


Figura 4.16. Aceleración de la rueda trasera derecha para una irregularidad tipo *Damped Sinusoid*

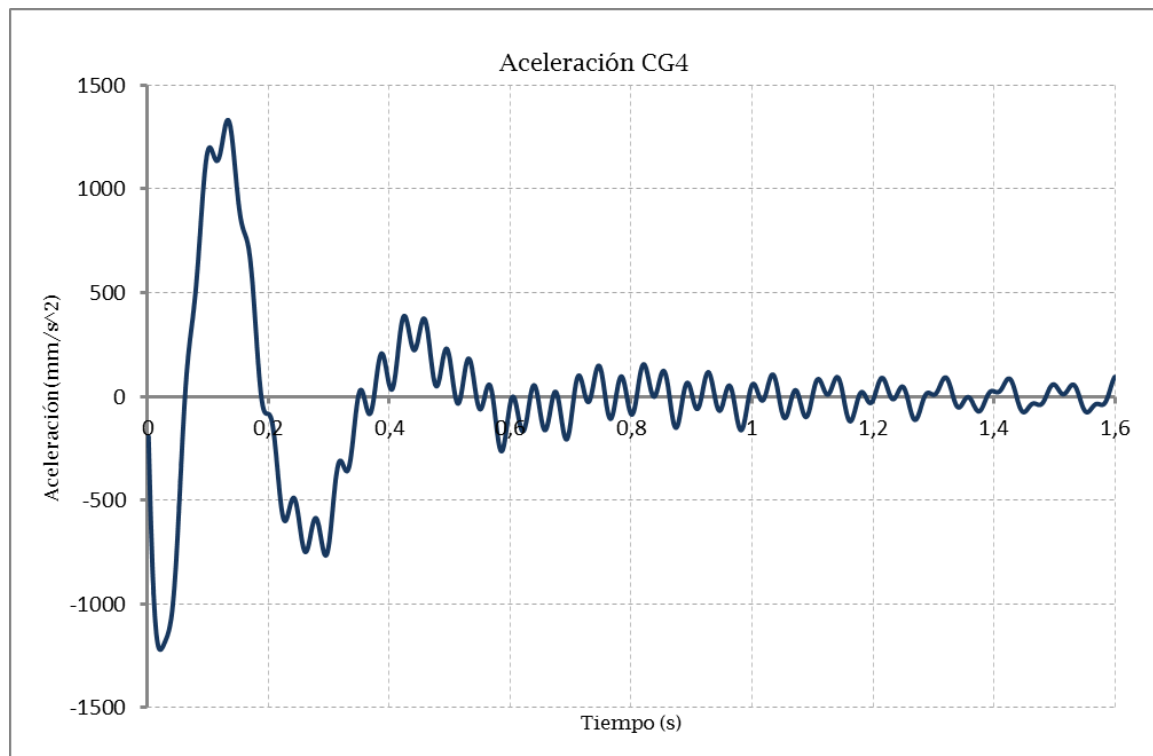


Figura 4.17. Aceleración de la rueda delantera derecha para una irregularidad tipo *Damped Sinusoid*

Análisis realizado modo a modo para calcular lo que aporta cada uno al desplazamiento:

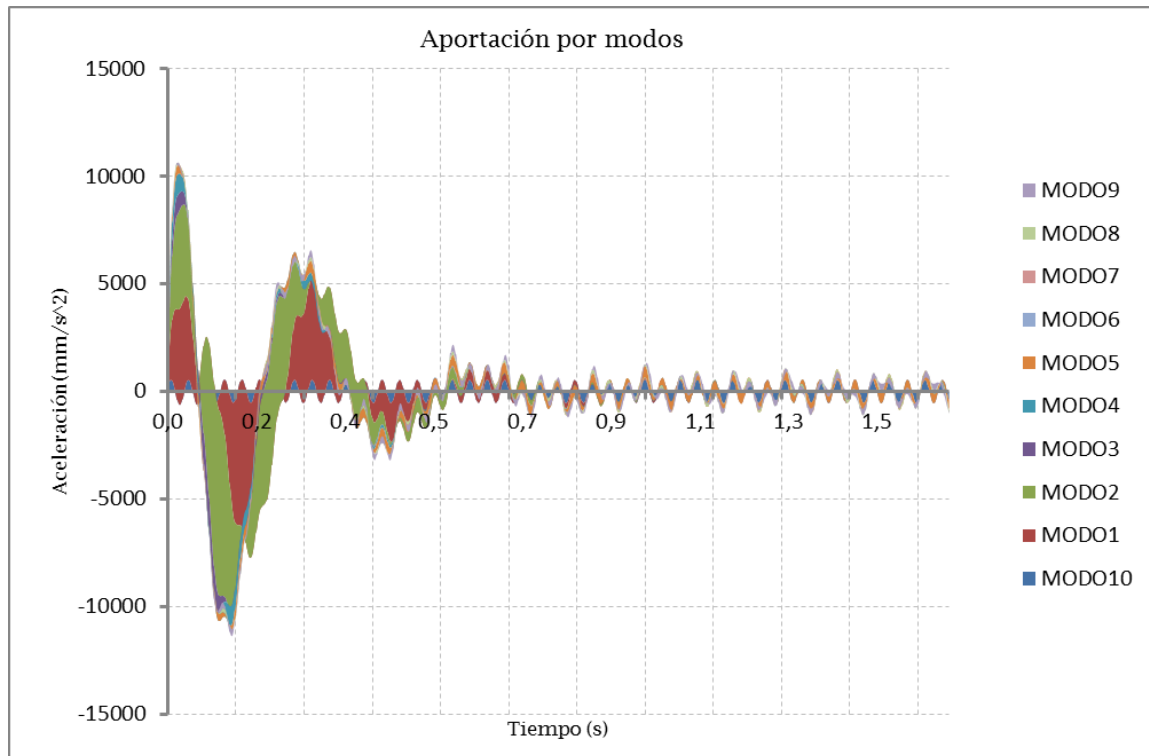


Figura 4.18. Aceleración que aporta cada modo en una irregularidad *Damped Sinusoid*

Aceleración en magnitud de las aceleraciones de cada una de las ruedas a fin de comprobar si las aceleraciones en el resto de direcciones son relevantes:

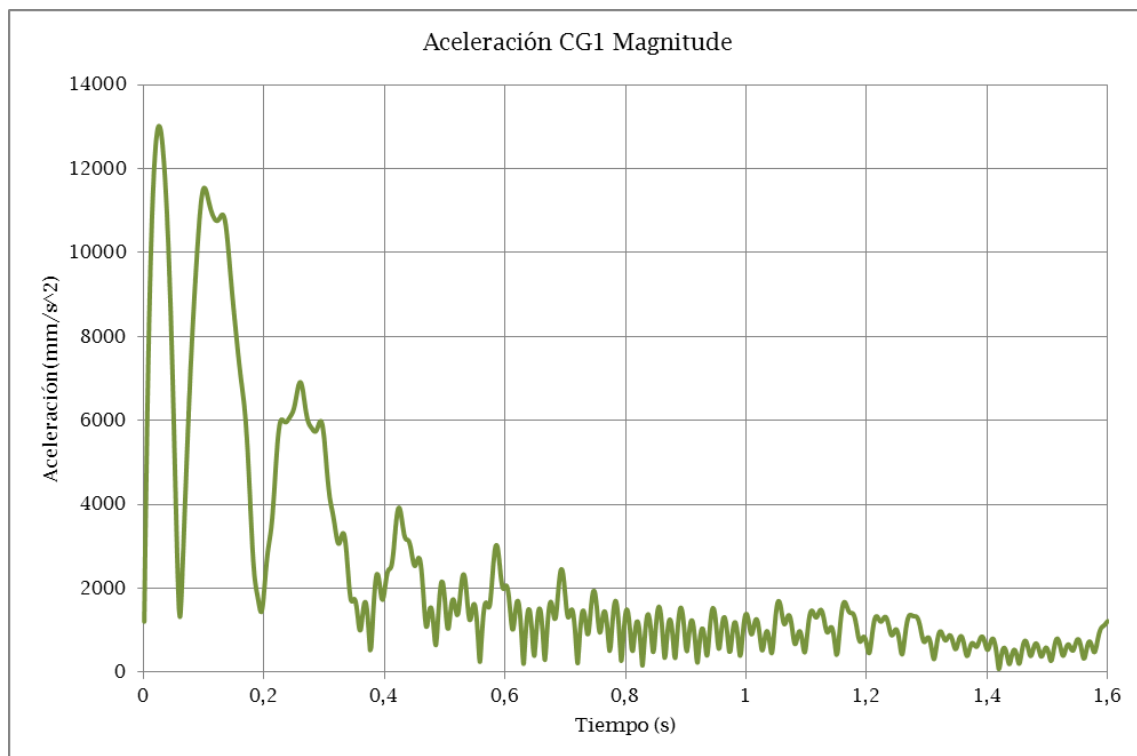


Figura 4.19. Aceleración en magnitud de la rueda delantera izquierda para una irregularidad tipo *Damped Sinusoid*

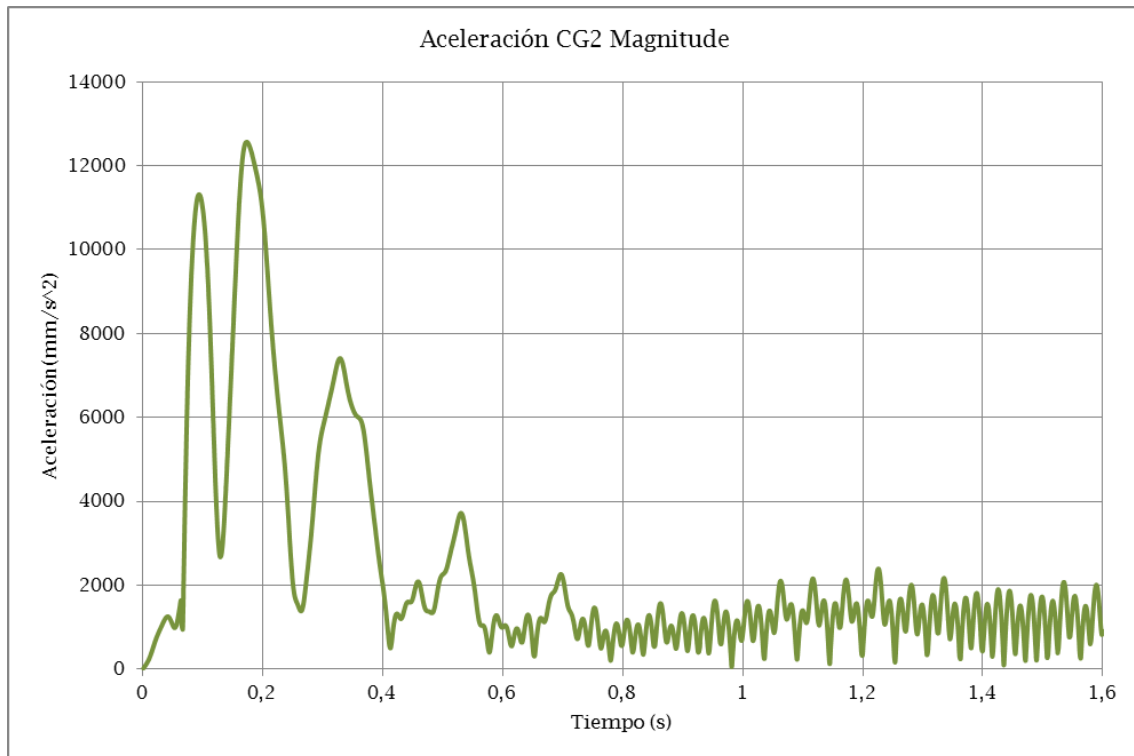


Figura 4.20. Aceleración en magnitud de la rueda trasera izquierda para una irregularidad tipo *Damped Sinusoid*

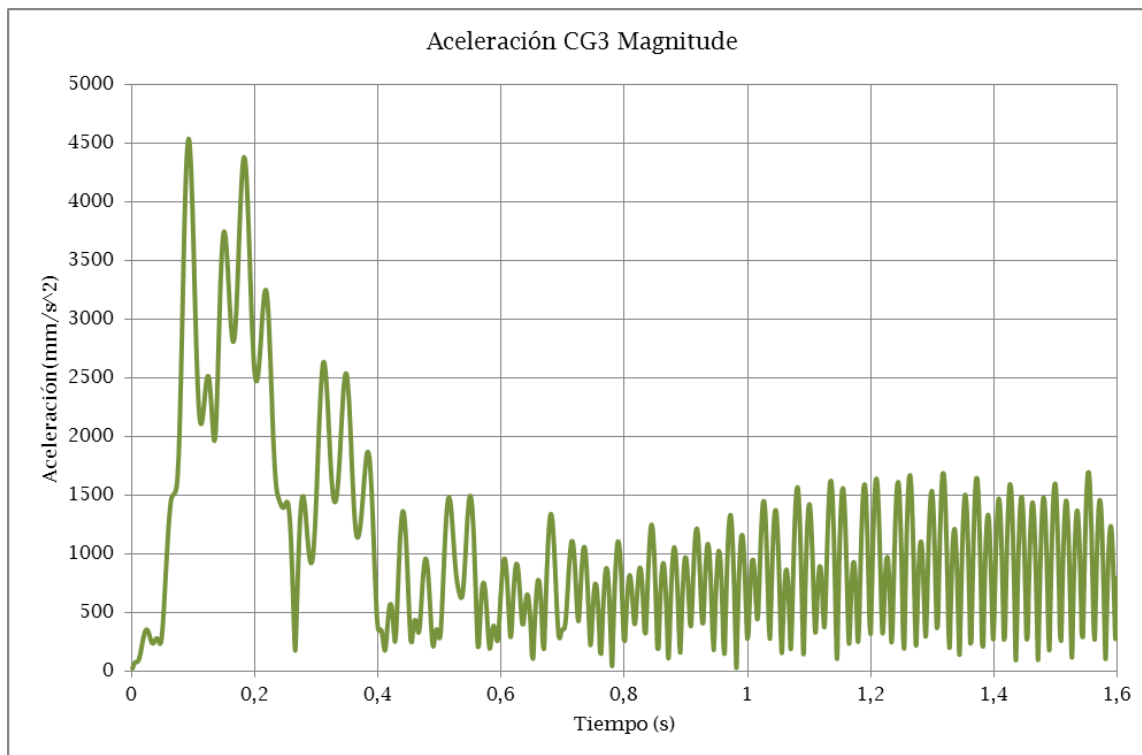


Figura 4.21. Aceleración en magnitud de la rueda trasera derecha para una irregularidad tipo *Damped Sinusoid*

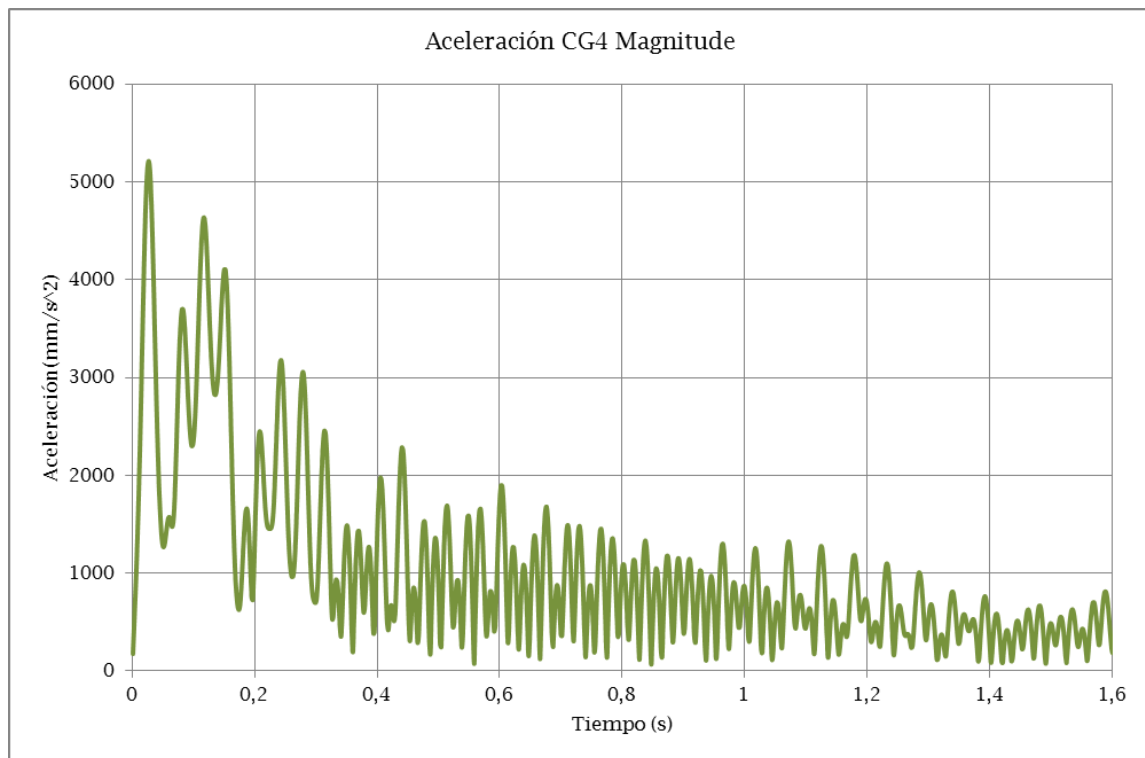


Figura 4.22. Aceleración en magnitud de la rueda delantera derecha para una irregularidad tipo *Damped Sinusoid*

4.4. BUMP

Comparación entre parámetro de control de desplazamiento e irregularidad que se quería representar:

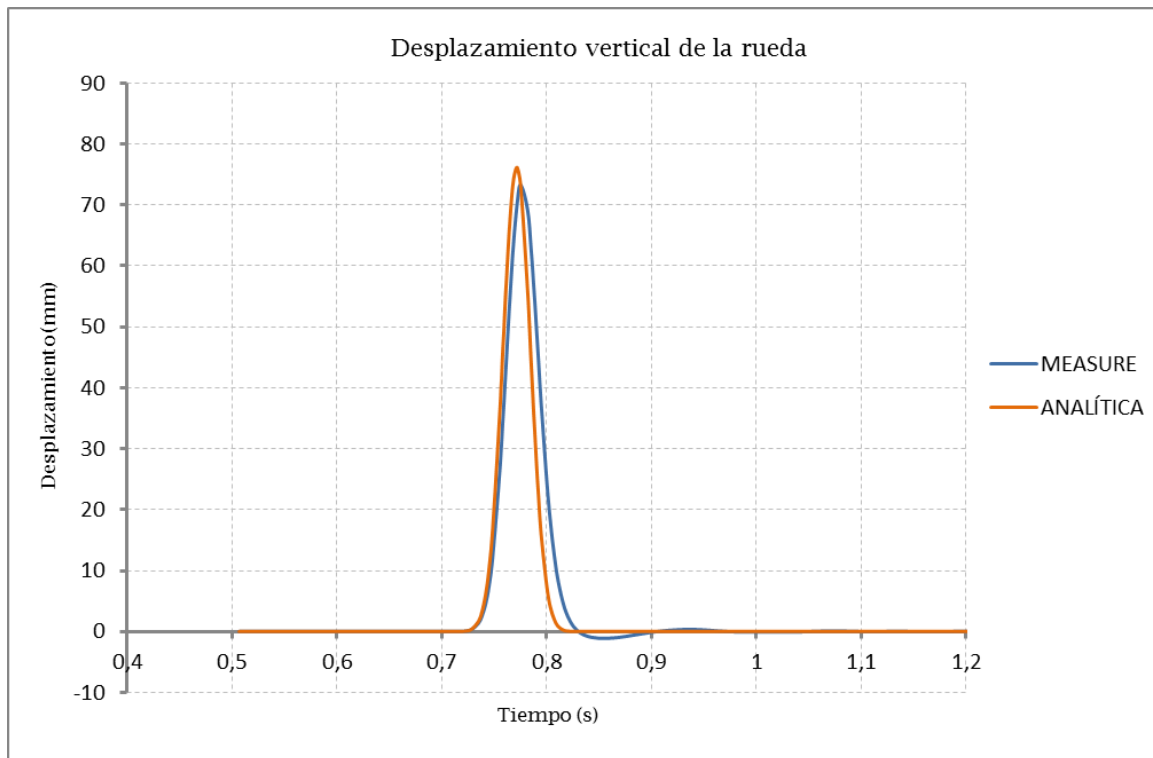


Figura 4.23. Seguimiento de la irregularidad tipo *Bump*

Comprobación de la inclusión de la caja de grasa en el bogie:

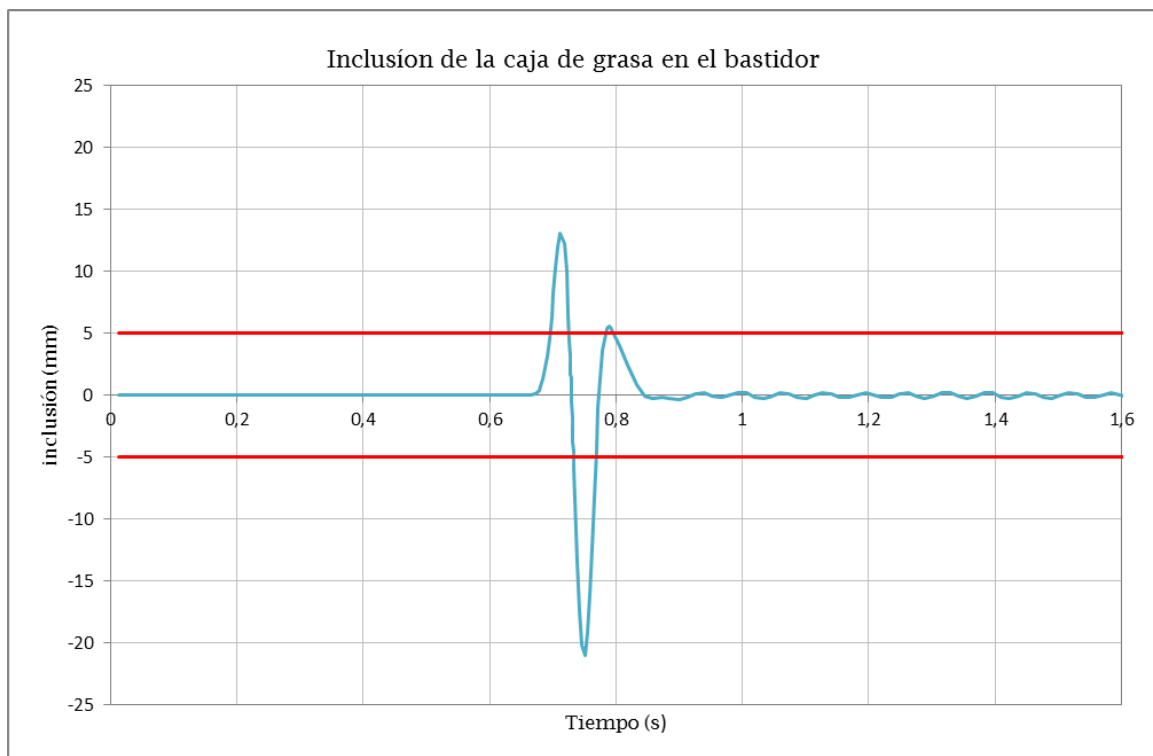


Figura 4.24 Inclusión de la caja de grasa en una irregularidad tipo *Bump*

Resultados de la aceleración vertical en cada caja de grasa:

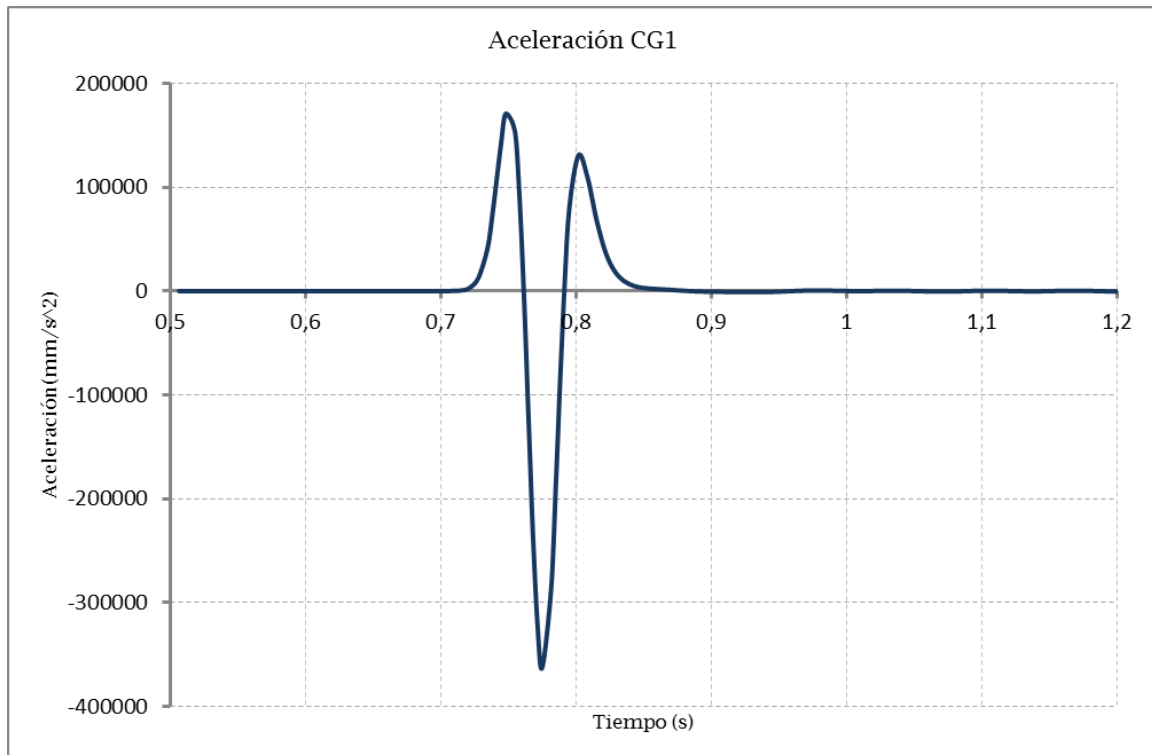


Figura 4.25. Aceleración de la rueda delantera izquierda para una irregularidad tipo *Bump*

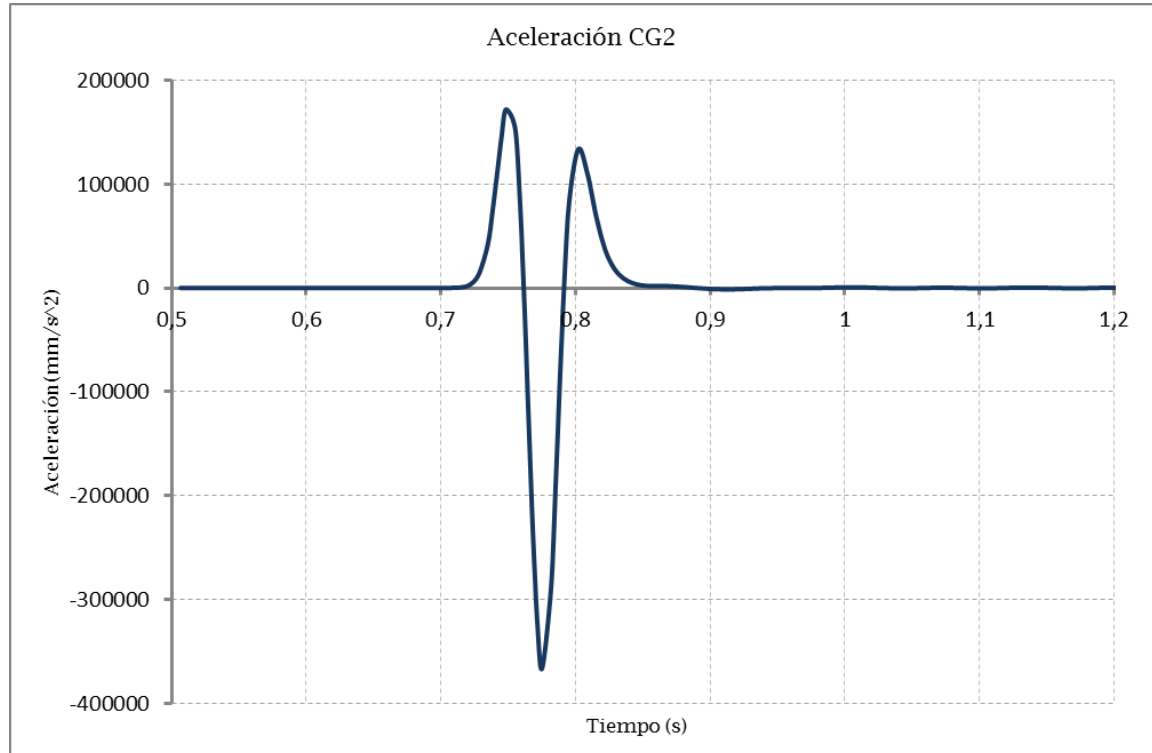


Figura 4.26. Aceleración de la rueda trasera izquierda para una irregularidad tipo *Bump*

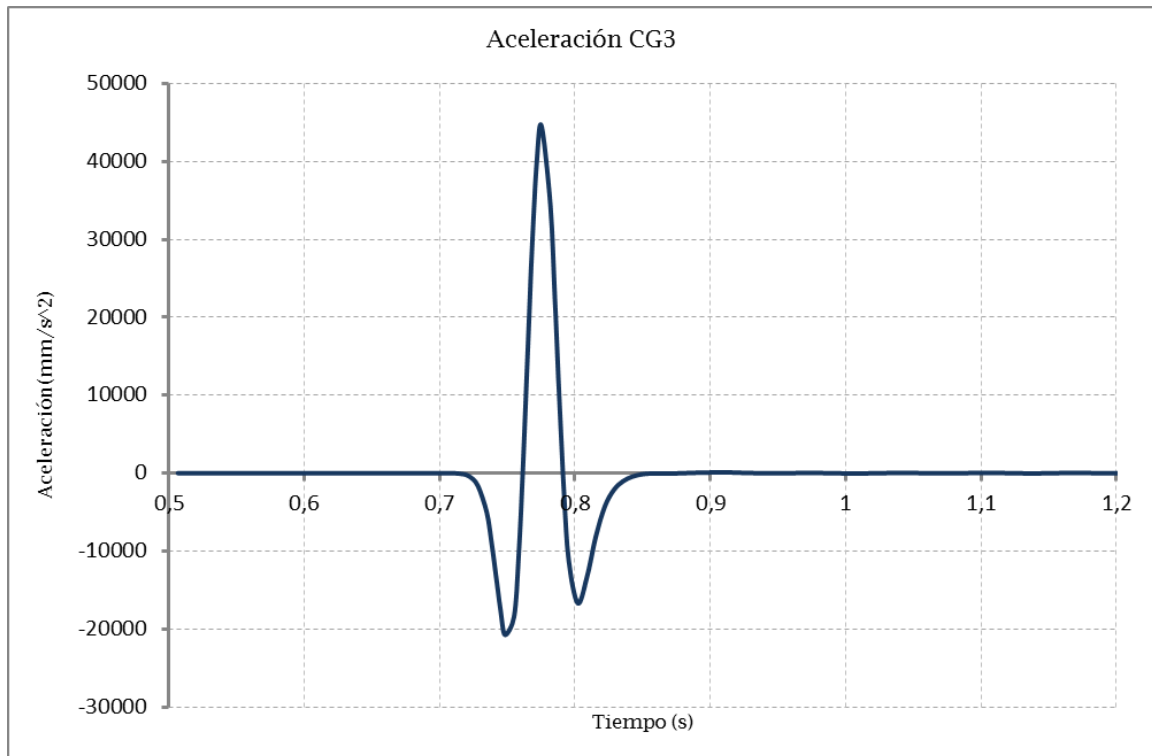


Figura 4.27. Aceleración de la rueda trasera derecha para una irregularidad tipo *Bump*

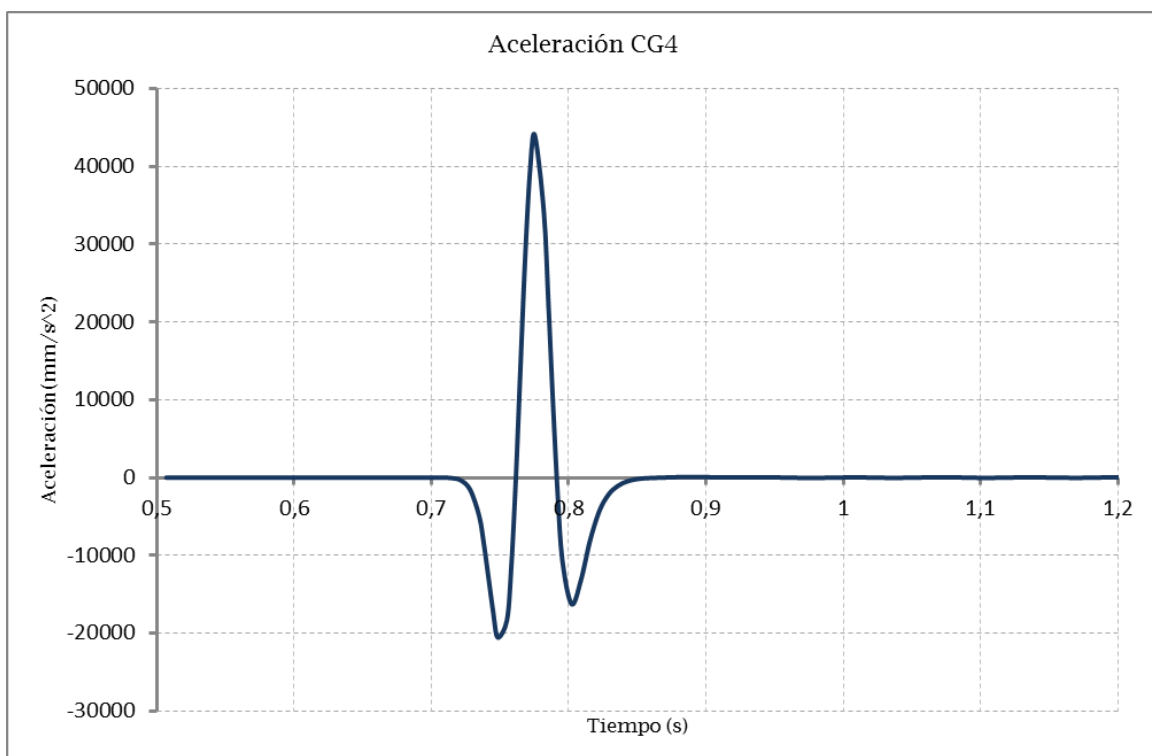


Figura 4.28. Aceleración de la rueda delantera derecha para una irregularidad tipo *Bump*

Análisis realizado modo a modo para calcular lo que aporta cada uno al desplazamiento:

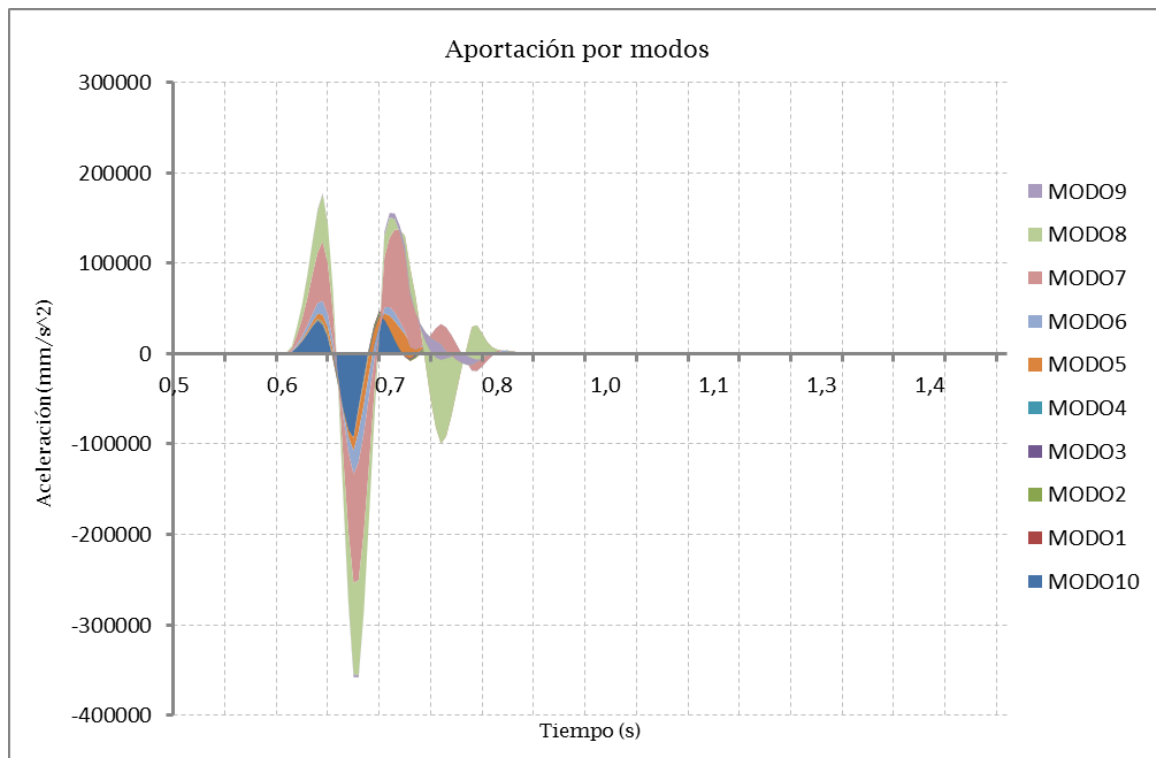


Figura 4.29. Aceleración que aporta cada modo en una irregularidad *Bump*

Aceleración en magnitud de las aceleraciones de cada una de las ruedas a fin de comprobar si las aceleraciones en el resto de direcciones son relevantes

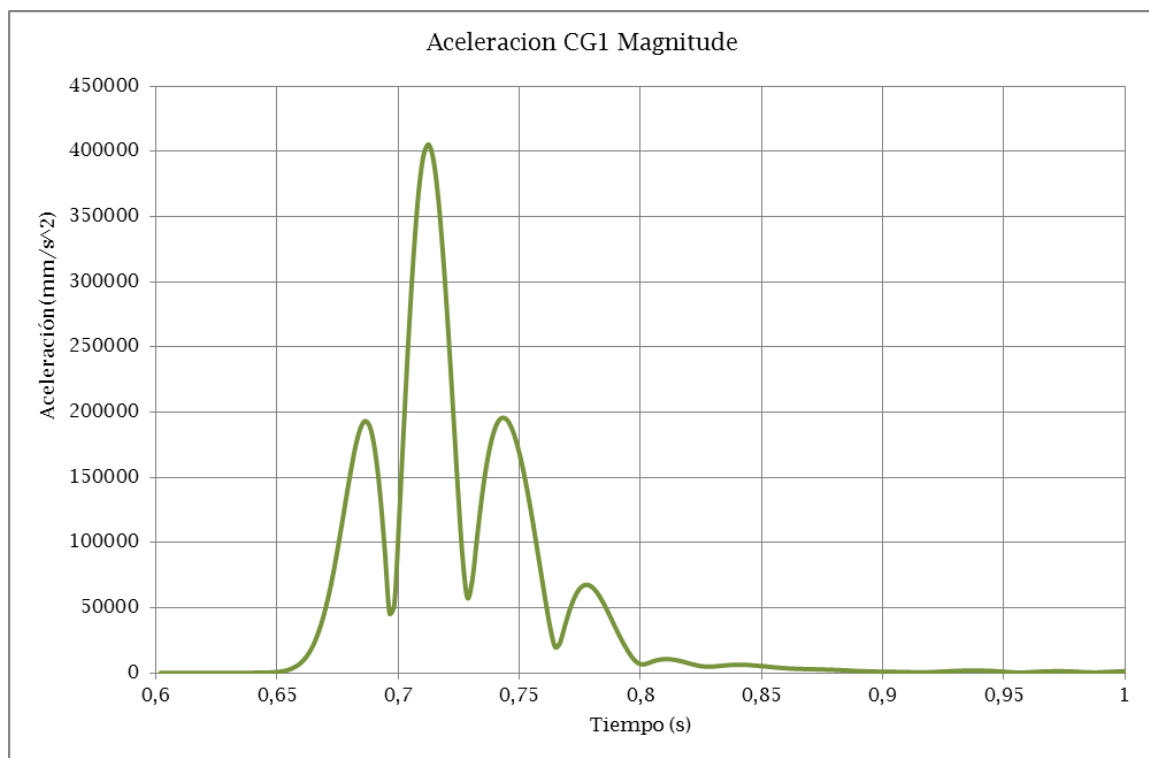


Figura 4.30. Aceleración en magnitud de la rueda delantera izquierda para una irregularidad tipo *Bump*

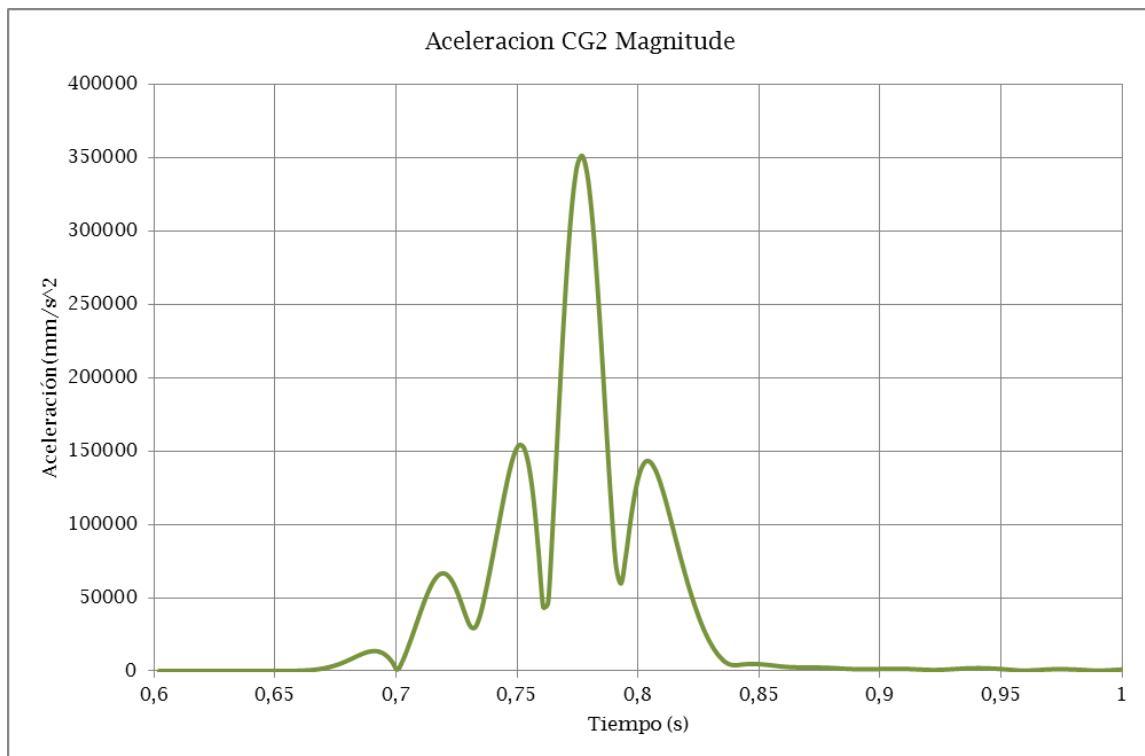


Figura 4.31. Aceleración en magnitud de la rueda trasera izquierda para una irregularidad tipo *Bump*

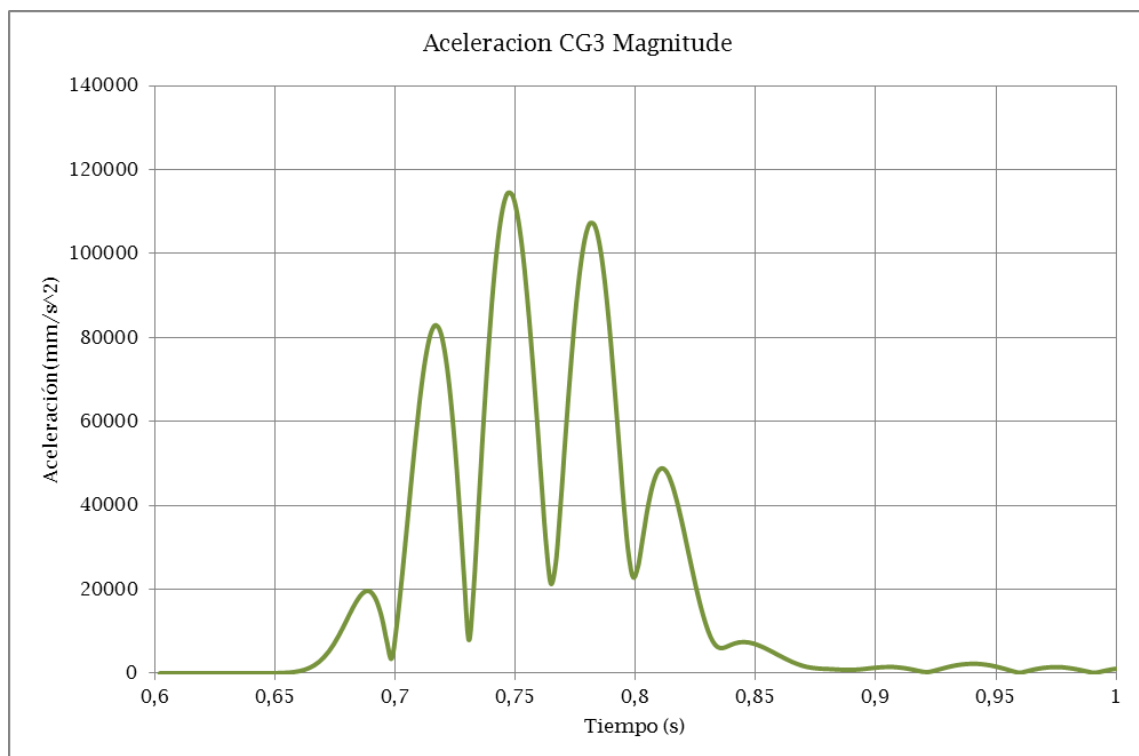


Figura 4.32. Aceleración en magnitud de la rueda trasera derecha para una irregularidad tipo *Bump*

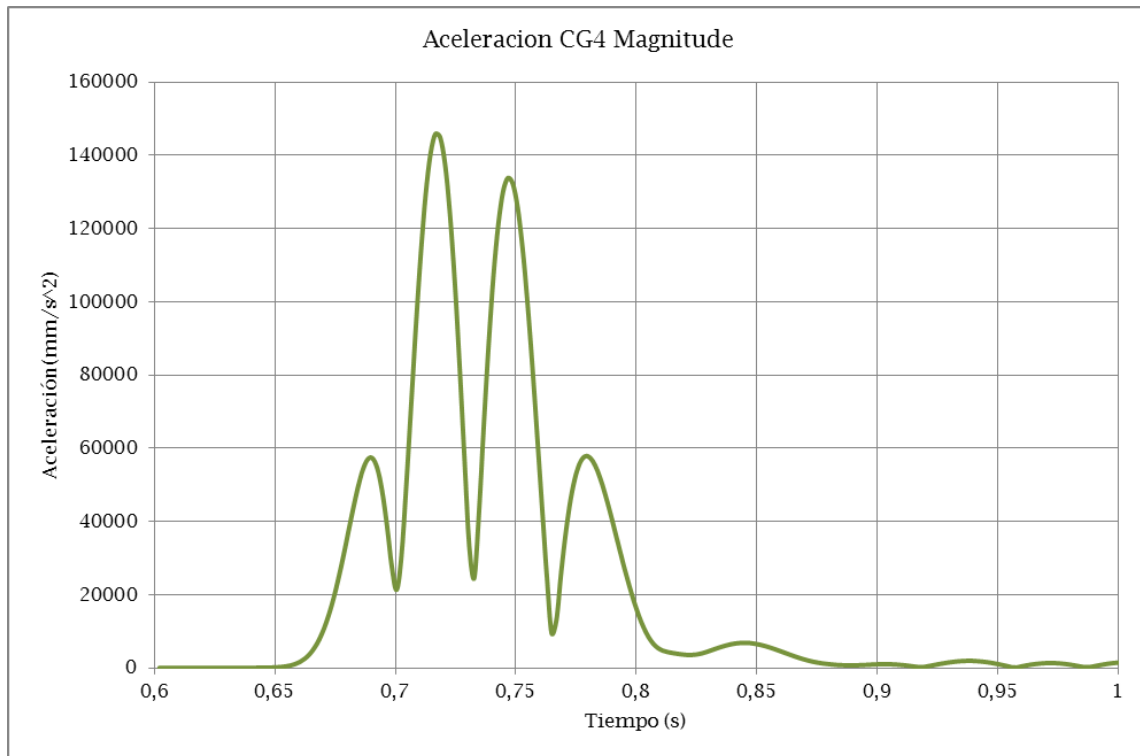


Figura 4.33. Aceleración en magnitud de la rueda delantera derecha para una irregularidad tipo *Bump*

Capítulo 5

Análisis de resultados

En este capítulo se comentarán los resultados obtenidos y presentados en el capítulo anterior. Se comprobará si las hipótesis impuestas en el presente proyecto se cumplen para los diferentes análisis, y se expondrán las diferencias de aceleraciones en las diferentes ruedas e irregularidades y donde se describirán las relaciones que pueda haber entre distintas irregularidades y en las diferentes cajas de grasa.

Primeramente se comprobarán las hipótesis de que la huella de contacto sigue la trayectoria de la irregularidad en todo momento y de que la inclusión de la caja de grasa en el bastidor no supere los cinco milímetros.

El recorrido que realiza la huella se puede observar en las gráficas de desplazamiento, donde, con el objetivo de validar los análisis, se comparan la irregularidad (función analítica) y la trayectoria que realiza la rueda en cada análisis (función *measure*). Se puede comprobar cómo el parámetro de control *Despl_R1*, con la cual se mide el desplazamiento de la rueda, consigue aproximarse a la irregularidad en todos los casos analizados, quedando unas pequeñas diferencias:

- Se puede observar que en la irregularidad tipo *Plateau* (figura 4.1) la rueda tiene dificultad en adaptarse en el punto en el que cambia bruscamente la dirección para volver a mantenerse horizontal debido a la inercia que llevan los componentes.
- En la irregularidad tipo *Damped Sinusoid* (figura 4.12 y figura 5.1) se observa en como en la función analítica el primer ciclo tiene una mayor amortiguación que la sufrida en el desplazamiento de la rueda.
- En el *Bump* (figura 4.23), incluso cambiando las condiciones de contorno en la huella para conseguir que la rueda siguiera la irregularidad, se observa que el recorrido de la rueda y la función analítica no siguen la misma trayectoria, siendo esta última gráfica más impulsiva, además se observa en la bajada como la inercia de la rueda impide adaptarse a la función analítica perfectamente.

Para encontrar el motivo por el que ocurren estas pequeñas diferencias entre ambas gráficas, se debe atender a las hipótesis de Fourier de que cualquier función se puede representar como una suma de infinitas funciones seno o coseno, cada una con su frecuencia, pero como el número de modos empleados en el presente proyecto es finito, no se puede representar la función de entrada con total exactitud.

Además de estas pequeñas diferencias, se pueden observar en todas las gráficas unas pequeñas vibraciones residuales al finalizar la irregularidad debido a la cantidad de modos sin amortiguar en los análisis (figura 5.1); Exceptuando en la irregularidad tipo *Bump*, en el cual se amortiguaron la mayoría de los modos de vibración (tabla 3.6), lo cual impide que se aprecien estas vibraciones residuales.

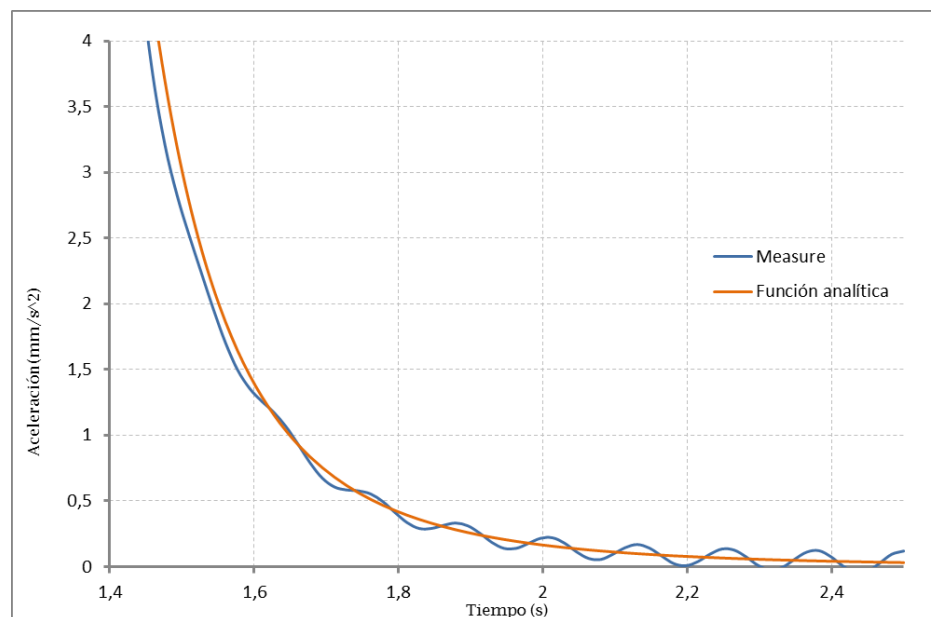


Figura 5.1. Vibraciones residuales en la irregularidad tipo *Plateau*

Para validar la simplificación de que no es necesario simular el estribo que asegura el alineamiento entre la caja de grasa y el bastidor del bogie, se recurre al parámetro de control solapamiento, que cuantifica la inclusión de la caja de grasa en el bastidor, es decir, mide el movimiento relativo entre la caja de grasa y el bastidor en dirección longitudinal, este parámetro de control se estimó que no podía superar el rango de $\pm 5\text{mm}$.

Como se puede observar en todas las irregularidades, este movimiento relativo entre la caja de grasa y el bastidor es menor que la holgura estimada, siendo en todas las irregularidades aproximadamente 1mm a excepción de la irregularidad tipo *Bump* (figura 4.24) que llega a un máximo de 20 mm de inclusión debido a la gran impulsividad de esta irregularidad.

En cuanto a las gráficas de aceleraciones en las cajas de grasa se muestran las aceleraciones en dirección vertical, debido a ser la dirección donde actúa la irregularidad y por tanto ser la dirección más relevante. Y además se muestra la aceleración en módulo (*magnitude*) donde se muestra la aceleración total que sufre las cajas de grasa.

Analizando los resultados de aceleración obtenidos en dirección vertical, podemos diferenciar tres zonas en las gráficas (figura 5.2):

- Zona inicial: donde aparecen pequeñas aceleraciones que son debidas a un pequeño salto inicial en la fuerza despreciable, pero lo suficiente para activar modos de vibración.
- Zona central: Es donde se observa los picos de aceleración en las cajas de grasa debido a que es en esta zona donde la rueda realiza la irregularidad analizada. siguen una forma aproximada a la segunda derivada de la irregularidad
- Zona final: Donde aparecen aceleraciones de menor valor debidas a las pequeñas vibraciones residuales que se mantienen después de la irregularidad las cuales aparecen al tener modos no amortiguados.

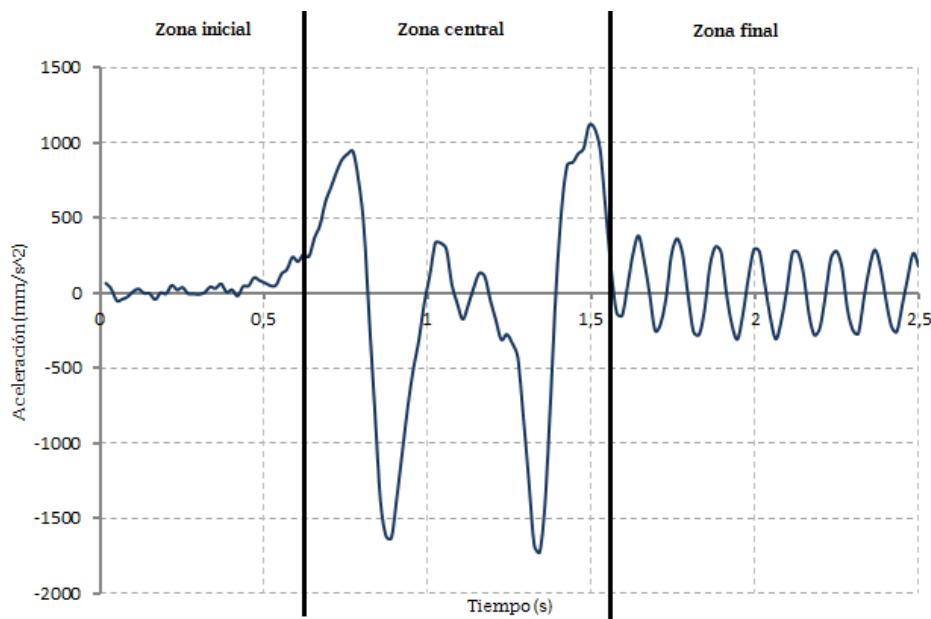


Figura 5.2. Representación de las diferentes zonas en la aceleración sufrida en las Cajas de grasa

En las gráficas de aceleraciones verticales en las cajas de grasa se pueden observar diferencias entre las distintas cajas. Se puede observar como las aceleraciones sufridas en las cajas de grasa del carril derecho tienen una amplitud de entre el 90% y el 85% menor con respecto a la ruedas del carril izquierdo y de signo contrario.

Por otra parte en cuanto a las diferencias entre las aceleraciones verticales de cajas de grasa de grasa delanteras y traseras se puede observar como en la caja de grasa traseras la zona central aparece con un retardo, debido al tiempo que tarda la rueda trasera en pasar por la irregularidad; Además también se puede observar como en las cajas de grasa traseras la aceleración obtenida no presenta una curva tan suave como en las cajas delanteras, esto es debido a que cuando pasa la segunda rueda por la irregularidad ya hay modos activados en el modelo, los cuales se acoplan a los propios que activa la irregularidad a su paso por la ruedas trasera.

En las gráficas de aceleración total en las cajas de grasa se pueden observar los mismos efectos que en las gráficas de aceleración vertical anteriormente expuestos, donde las cajas de grasa del carril izquierdo experimentan una aceleración mayor que las del carril derecho y las cajas traseras tienen un trazado menos suave debido al acoplamiento de modos ya excitados.

Comparando cada gráfica en magnitud con su análoga en aceleración vertical se puede observar como en el carril izquierdo la aceleración máxima en magnitud y en dirección vertical son prácticamente iguales, mientras que en el carril derecho la aceleración máxima en magnitud es tres veces mayor que la aceleración máxima en dirección vertical. Esto indica que las aceleraciones longitudinales y transversales en el carril izquierdo son despreciables frente a la aceleración vertical, mientras que en el carril derecho son aceleraciones del mismo orden de magnitud que hay que tener en cuenta. Esto se puede observar en la figura 5.4 donde se muestra como ejemplo las aceleraciones de las ruedas delanteras para una irregularidad tipo *Plateau*, donde se aprecia que la rueda izquierda experimenta tanto en vertical como en magnitud una aceleración máxima de 3000 mm/s^2 , mientras que en las ruedas del carril derecho, la aceleración máxima en vertical es de 350 mm/s^2 , mientras que la aceleración máxima en magnitud es de 1000 mm/s^2 .

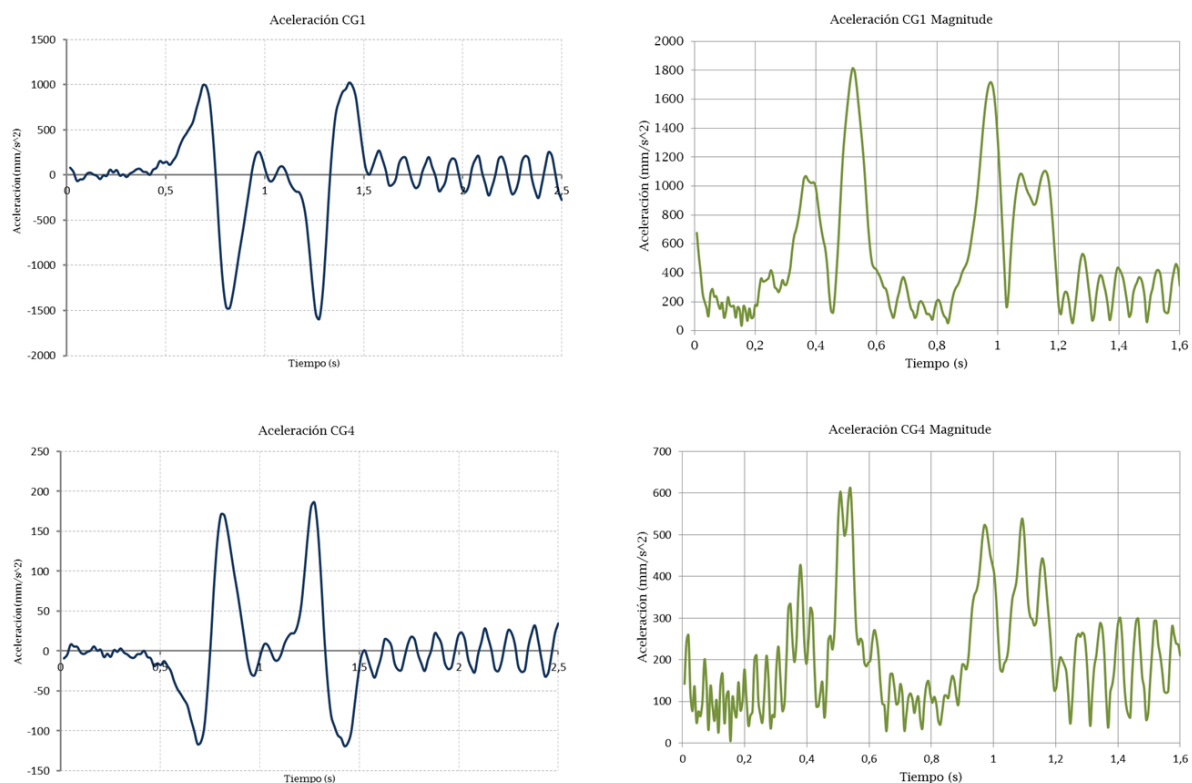


Figura 5.3. Comparación entre aceleraciones del eje delantero en magnitud y en vertical de una irregularidad tipo *Plateau*

En las gráficas de la aceleración en magnitud, se puede observar cómo hay una diferencia importante en la forma en las aceleraciones de las ruedas del carril derecho que no eran apreciables en las gráficas de aceleración vertical. Presentando la rueda trasera una gráfica con más modos acoplados. Este efecto es debido al acoplamiento de aceleraciones longitudinales y transversales principalmente.

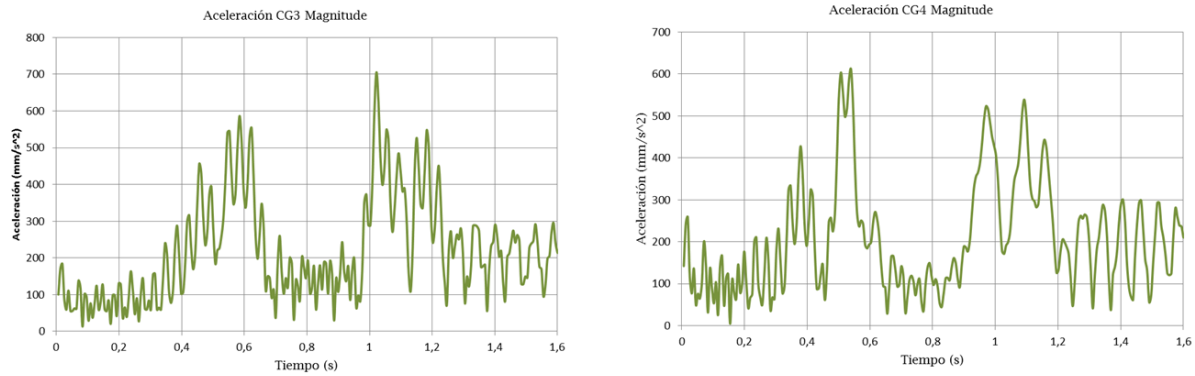


Figura 5.4. Comparación entre aceleraciones del carril derecho en magnitud de una Irregularidad tipo *Plateau*

Las gráficas de aportación por modos muestran la aceleración vertical que sufre la caja de grasa 1 mostrando qué parte de esta aceleración es provocada por cada modo. Analizando estas gráficas se comprueba que en todas las irregularidades los modos 1 y 2 (a excepción del *Bump*, que son los modos 7 y 8) son los que provocan mayor aceleración durante la irregularidad, ya que son los modos que mueven las ruedas del carril izquierdo en dirección vertical y una combinación de estos modos puede seguir la irregularidad. Si de estas gráficas se filtran los modos 1 y 2, se puede comprobar qué modos (aparte de los dos principales) son relevantes al pasar por la irregularidad, dando lugar a las siguientes gráficas:

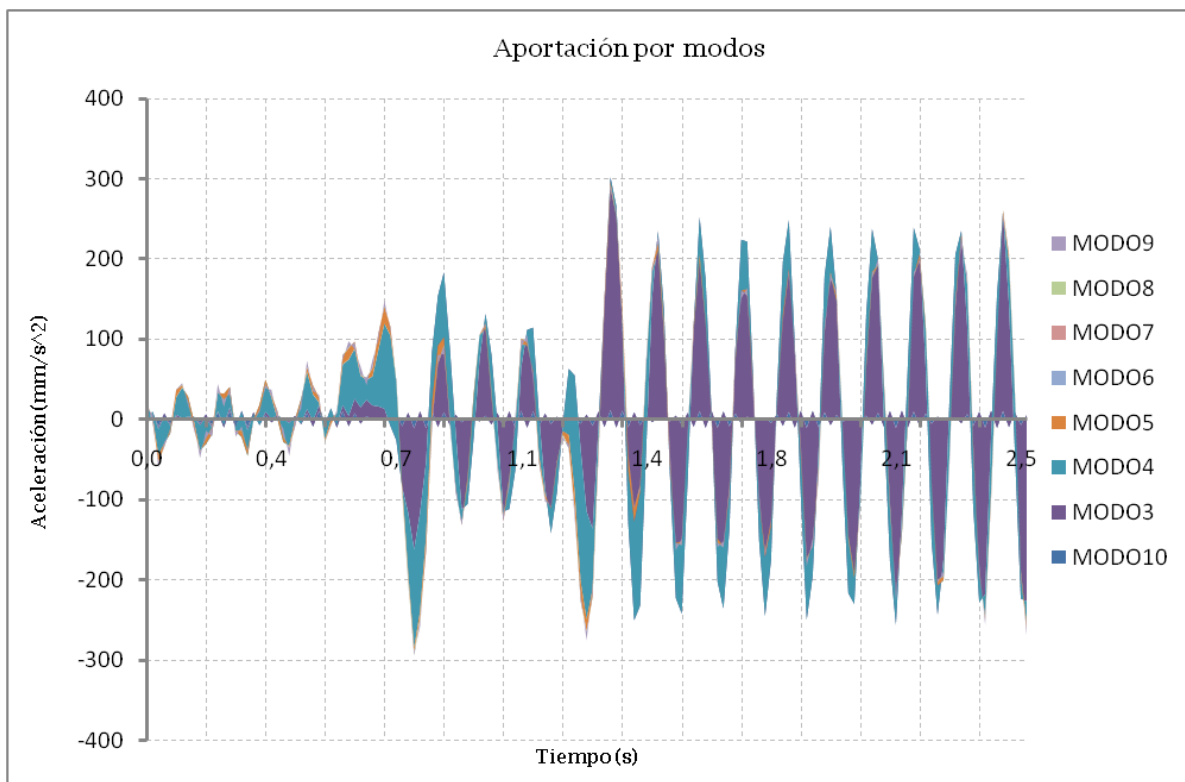


Figura 5.5. Aceleración de los modos de vibración provocada por la irregularidad *Plateau* filtrando los modos principales

Se puede observar que en la irregularidad tipo *Plateau* (figura 5.6), también tienen mucha importancia los modos 3 (*pitch*) y 4 (*hoop*), presentando una excitación del modo 4 desde el comienzo lo que significa que no es provocada por la irregularidad, esto puede ser debido a un pequeño salto inicial en la fuerza introducida; además presenta una excitación del modo 3 que aparece cuando pasa por la irregularidad.

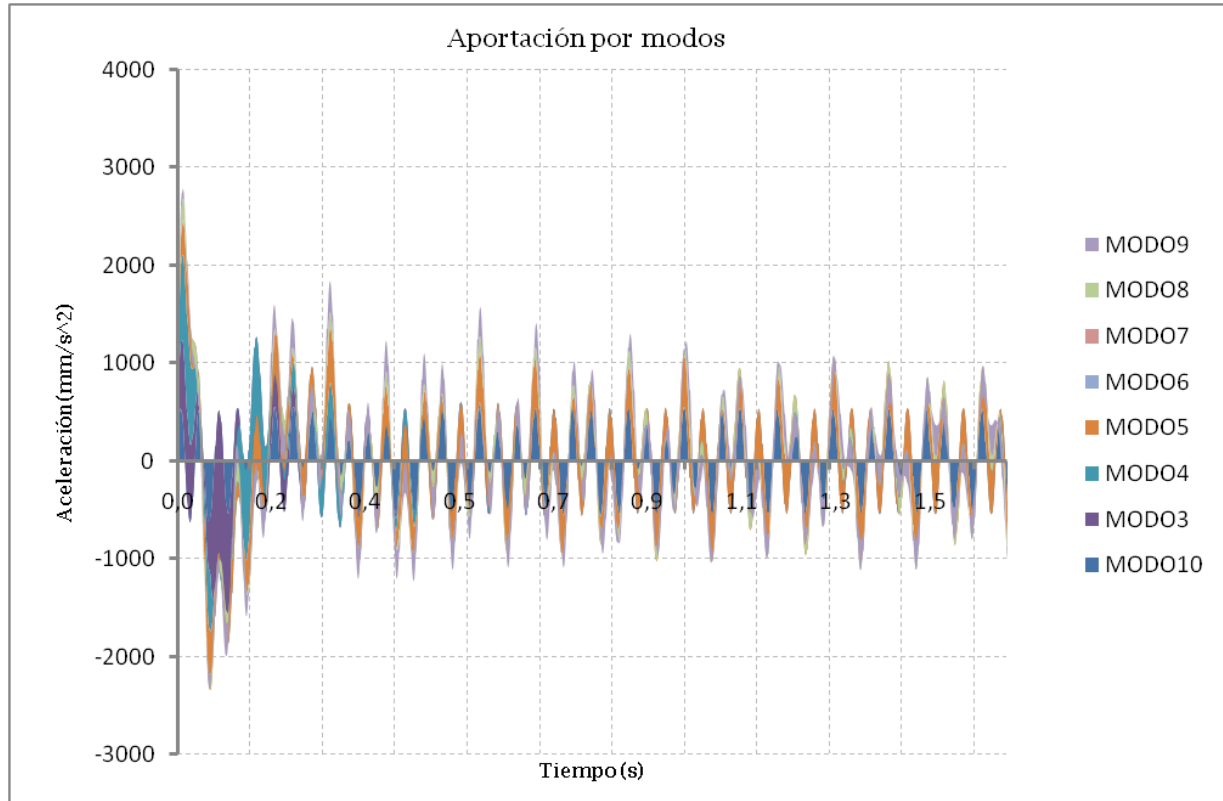


Figura 5.6. Aceleración de los modos de vibración provocada por la irregularidad *Damped Sinusoid* filtrando los modos principales

En la irregularidad tipo *Damped Sinusoid* (figura 5.7), se puede observar una relevancia de los modos 3 (*pitch*), 4 (*hoop*) y 5 (*roll*) en el primer ciclo para después quedar como más relevantes el modos 5.

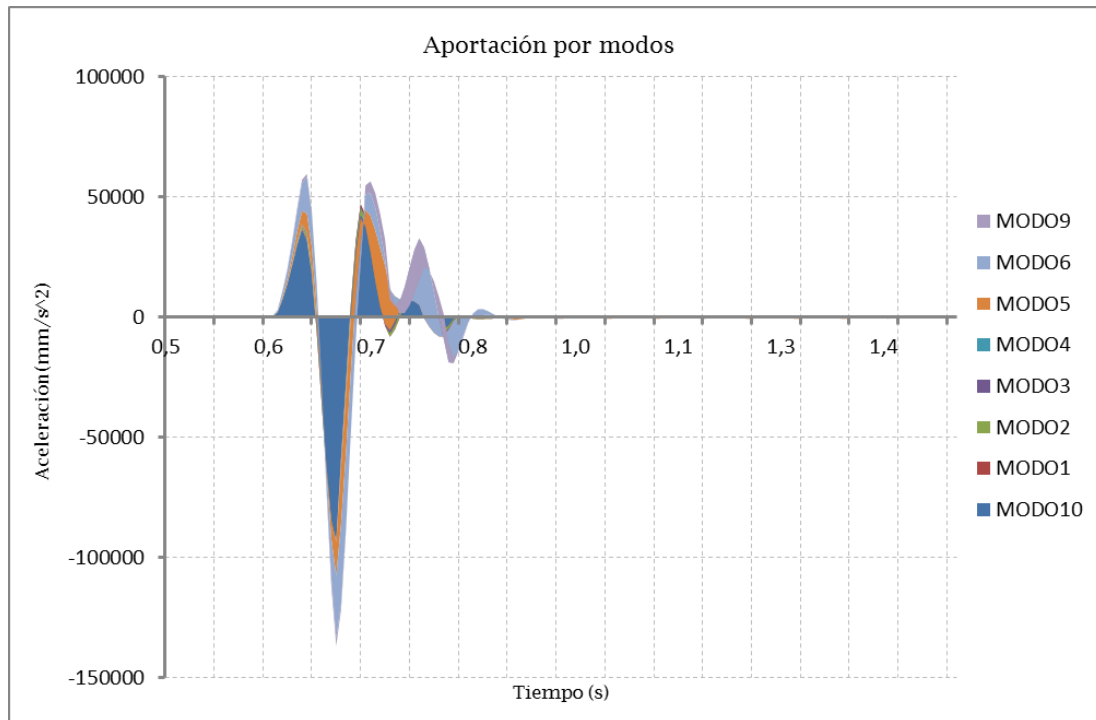


Figura 5.7. Aceleración de los modos de vibración provocada por la irregularidad *Bump* filtrando los modos principales

En el caso del *Bump* (figura 4.29), los modos más relevantes son los modos 7 y 8, ya que son los que mueven las ruedas del carril izquierdo en dirección vertical en este análisis. Si se eliminan de la gráfica estos modos (figura 5.8), se puede observar cómo los modos 10, 5 (*pitch*), y 6 (*yan*) tienen una especial relevancia durante la irregularidad y apareciendo una excitación del modo 9 al finalizar la irregularidad.

Capítulo 6

Conclusiones y Trabajos futuros

6.1. CONCLUSIONES

En el presente proyecto se buscaba por un lado conseguir un modelo CAD de un bogie y21 que represente fielmente el modelo real y que sirva como base para realizar cualquier análisis que se requiera y por otro lado, realizar un análisis transitorio sobre las cajas de grasa al paso del bogie por una serie de irregularidades sobre la vía.

Para conseguirlo, se han impuesto unas condiciones y restricciones sobre el bogie que han permitido crear un modelo bastante realista del bogie Y21. Estas restricciones se han llevado a cabo mediante muelles entre piezas del bogie y muelles a tierra para las conexiones con el entorno. El sistema creado de esta manera no elimina ningún movimiento importante del bogie como pueden ser el *pitch*, *yaw*, *roll* y *hoop*. Y por lo tanto este modelo es válido para otros análisis diferentes a los expuestos en el presente proyecto.

Hay que tener en cuenta que la condición del estribo no ha sido necesario simularla, pero se ha tenido bajo control y quizá para análisis de futuros proyectos en los que afecte significativamente este elemento, tendría que ser simulada.

En lo referente a los análisis transitorios realizados, se puede deducir que los diez modos usados son suficientes para realizar estos análisis ya que el añadir más modos de vibración no provocaría grandes variaciones en los resultados obtenidos.

Entre los resultados obtenidos se puede observar como la irregularidad tipo *Bump* no se cumplen las hipótesis establecidas, incluso modificando las condiciones de contorno, lo cual indica que esta irregularidad es imposible de realizar a esta velocidad.

Para el resto de irregularidades, los resultados obtenidos de aceleraciones son considerados válidos debido a que sigue las hipótesis establecidas y además la forma de cada gráfica sigue de forma bastante aproximada la segunda derivada de la función analítica de la irregularidad.

Se puede afirmar que las aceleraciones máximas obtenidas se producen en las cajas de grasa del carril izquierdo resultando desde valores de 1800mm/s^2 del *Plateau* hasta 10000mm/s^2 del *Damped Sinusoid* estas aceleraciones son principalmente debidas a la aceleración vertical mientras que la aceleración longitudinal y transversal son despreciables. En el carril derecho las aceleraciones máximas obtenidas son significativamente menores, de 700mm/s^2 del *Plateau* hasta 1400mm/s^2 del *Damped Sinusoid*, en estas cajas de grasa las componentes longitudinal y transversal no son despreciables frente a la vertical. Estas aceleraciones son muy elevadas para el confort de los pasajeros y deberían ser disipadas por los sistemas de suspensiones tanto primario como secundario.

Los modos que participan más de estas aceleraciones son los modos 1 y 2 principalmente que son los que mueven las cajas de grasa, participando también los modos 3 y 4. Cabe destacar que el modo 3 aparece siempre tras pasar la irregularidad, este modo es el que provoca el movimiento del pitch en el bastidor.

Una de las dificultades encontradas a medida que se realizaba el proyecto, fue que PTC Creo no permite simular la irregularidad como un desplazamiento en función del tiempo, si no como una fuerza en función del tiempo. De haber sido posible, los resultados habrían sido más realistas, debido a que se podría haber aplicado directamente una ecuación de desplazamiento igual a la registrada en la tabla 2.2, en lugar de una aproximación. Además del ahorro computacional que suponen tanto en el método de superposición modal, como en las iteraciones realizadas para conseguir una fuerza que ejerza un desplazamiento concreto.

Finalmente cabe destacar que el actual proyecto, es complementario y realizado en paralelo a otro cuyo autor es D. Carlos Huertas Martín, en el que se estudian el resto de irregularidades de la tabla 2.2. [25].

6.2 TRABAJOS FUTUROS

Una de las dificultades encontradas a medida que se realizaba el proyecto, fue que PTC Creo no permite simular la irregularidad como un desplazamiento en función del tiempo, si no como una fuerza en función del tiempo. Un trabajo interesante para la validación de resultados sería el realizar la simulación de una irregularidad en un programa distinto a PTC Creo y preferiblemente con la opción de introducir un desplazamiento en función del tiempo.

Un proyecto de futuro sería comparar los resultados obtenidos en el presente proyecto con datos obtenidos de forma experimental sobre un modelo real del Bogie Y21.

Por otra parte sería interesante la realización de nuevos análisis basados en este modelo CAD como puede ser la representación en el modelo de un defecto del eje y comparar los resultados de las aceleraciones cuando el eje está sano y cuando el eje presenta una fisura, de esta manera en un futuro podría conseguirse un mantenimiento predictivo y detectar imperfecciones, a tiempo real, tanto en las vías como en los componentes mecánicos del Bogie.

Otros análisis interesantes serían los correspondientes a más irregularidades con distintos valores de amplitud y frecuencia para relacionar estos parámetros con las aceleraciones obtenidas, así como la combinación de varias irregularidades y observar su efecto en las aceleraciones para detectar como se acoplan dichas irregularidades

Capítulo 7

Bibliografía

- [1] PEREIRA CARDOSO-DIAS, 2008, D. J. Bogie Inteligente. Tese de Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica 2007/2008, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto.
- [2] FLÓREZ MENÉNDEZ, M., 2014, Análisis Modal Del Bogie Y21 Mediante PTC Creo. Proyecto fin de carrera de la Universidad Carlos III de Madrid.
- [3] Comisión de las Comunidades Europeas. 2006. Decisión De La Comisión Sobre La Especificación Técnica De Interoperabilidad Referente Al Subsistema Material Rodante-Vagones De Mercancías Del Sistema Ferroviario Transeuropeo Convencional.
- [4] KALKER. J.J, 1982, A fast algorithm for the simplified theory of rolling contact, Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility, Volume 11, Issue 1.
- [5] MANZANEQUE CASTELLANOS, R., 2010, Estudio del comportamiento en curva del Bogie Y25. Proyecto fin de carrera de la Universidad Carlos III de Madrid.
- [6] ÁLVAREZ MÁNTARAS, D.; LUQUE RODRÍGUEZ, 2003, P. Ingeniería e infraestructura de los Transportes Ferrocarriles. Ed. Universidad de Oviedo.
- [7] ORTEGA LESTER, E., 2012, Simulación del contacto rueda-carril con Pro/ENGINEER. Proyecto fin de carrera de la Universidad Carlos III de Madrid.
- [8] VIJAY K., G.; RAO V, D., 1984, Dynamics of Railway Vehicle Systems. Academic Press. Canada
- [9] HAMID, A.; YANG, T.L., 1981, Analytical descriptions of track geometry variations. 61st Annual Meeting of the Transportation Research Board, Washington District of Columbia, United States Date: 1982-1-18 to 1982-1-22

- [10] CELIGÜETA LIZARZA, J.T., 2011, Método de los Elementos Finitos para Análisis Estructural. Universidad de Navarra, disponible online: <http://hdl.handle.net/10171/19069>
- [11] BELTRÁN, F., 1998, Teoría General del Método de los Elementos Finitos. Notas de Clase / Curso de Doctorado, Departamento de Mecánica Estructural y Construcciones Industriales - ETS Ingenieros Industriales Madrid.
- [12] SALAS INZUNZA, M., 2000, Análisis Modal de Estructuras Navales Mediante el Método de Elementos Finitos, Instituto Panamericano de Ingeniería Naval.
- [13] Cuaderno de formación de análisis dinámico. Escuela Técnica Especializada EADIC
- [14] LÓPEZ RIBE, A; MARTINEZ ARROYO, J., 2003, Perfeccionamientos introducidos en un bogie para vagón de mercancías. Patente de invención.
- [15] RICO MARTÍNEZ, J. M. Sistemas Vibratorios de un Grado de Libertad Sujetos a Vibración Libre No Amortiguada. Documento interno Departamento de Ingeniería Mecánica Facultad de Ingeniería Mecánica Eléctrica y Electrónica, Universidad de Guanajuato
- [16] PTC Creo [Sitio web: <http://es.ptc.com/>] (última consulta 10/2014)
- [17] Manual Creo Simulate 2.0
- [18] JOHNSON, K I. 1982, One hundred years of Hertz contact. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers June 1982 vol. 196 no. 1 363-378
- [19] Rodamientos SKF [Sitio web: <http://www.skf.com/>] (última consulta 7/2015)
- [20] LIAO, W. H.; WANG, D.H., 2003 Semiactive vibration control of train suspension systems via magnetorheological dampers, Journal of Intelligent Material Systems and Structures March 2003 vol. 14 no. 3 161-172
- [21] Ferrocarriles de España: <http://www.spanishrailway.com/> (última visita 04/02/2016)
- [22] Historia de los coches y furgones del ferrocarril español <https://alfredpuro.files.wordpress.com/2012/05/vvb-bw.jpg> (última visita 04/02/2016)
- [23] Venzario: MANTENIMIENTO FERROVIARIO. AMOLADO DE CARRILES, <https://venzario.wordpress.com/2009/11/13/mantenimiento-ferroviario-amolado-de-carriles/> (última visita 04/02/2016)
- [24] Daren Peng, Rhys Jones, 2013, Finite Element Method Study on the Squats Growth Simulation, Applied Mathematics Vol.4 No.5A, disponible on line: http://file.scirp.org/Html/4-7401350_31574.htm (última visita 04/02/2016)
- [25] HUERTAS MARTÍN, C., 2015. Respuesta Dinámica Del Bogie Y21 Ante Irregularidades De La Vía Del Tipo Jog, Cusp y Bump. Proyecto fin de carrera de la Universidad Carlos III de Madrid.

Capítulo 8

Anexos

ANEXO A

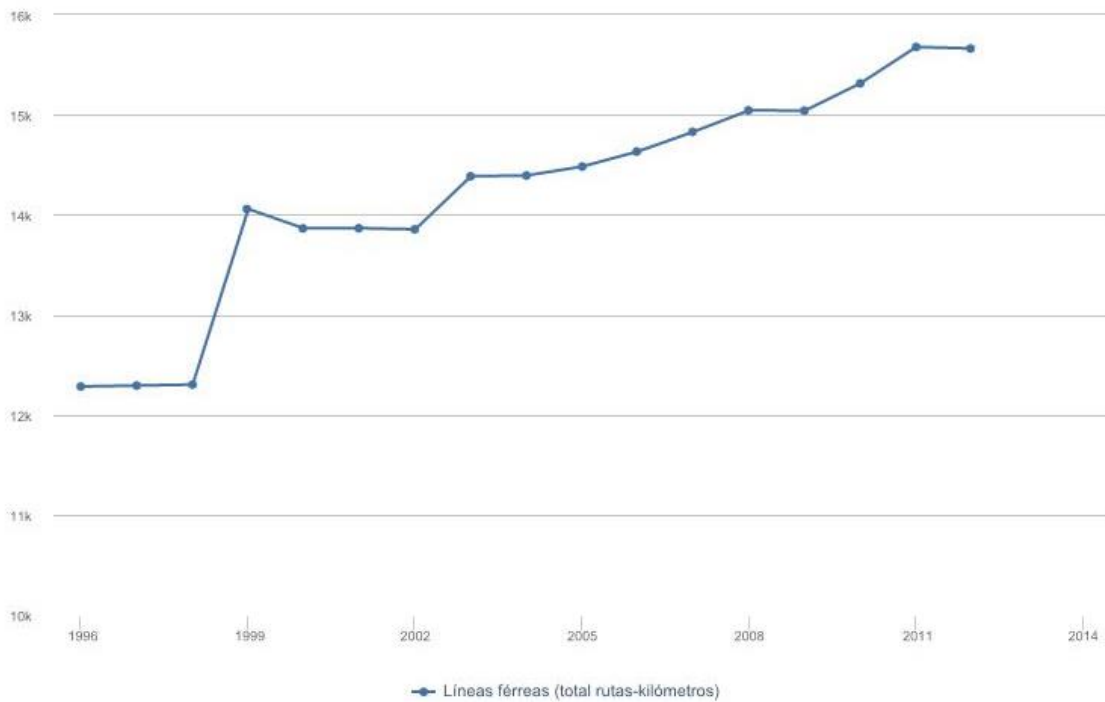


Figura 8.1. Evolución de los kilómetros de líneas férreas en España

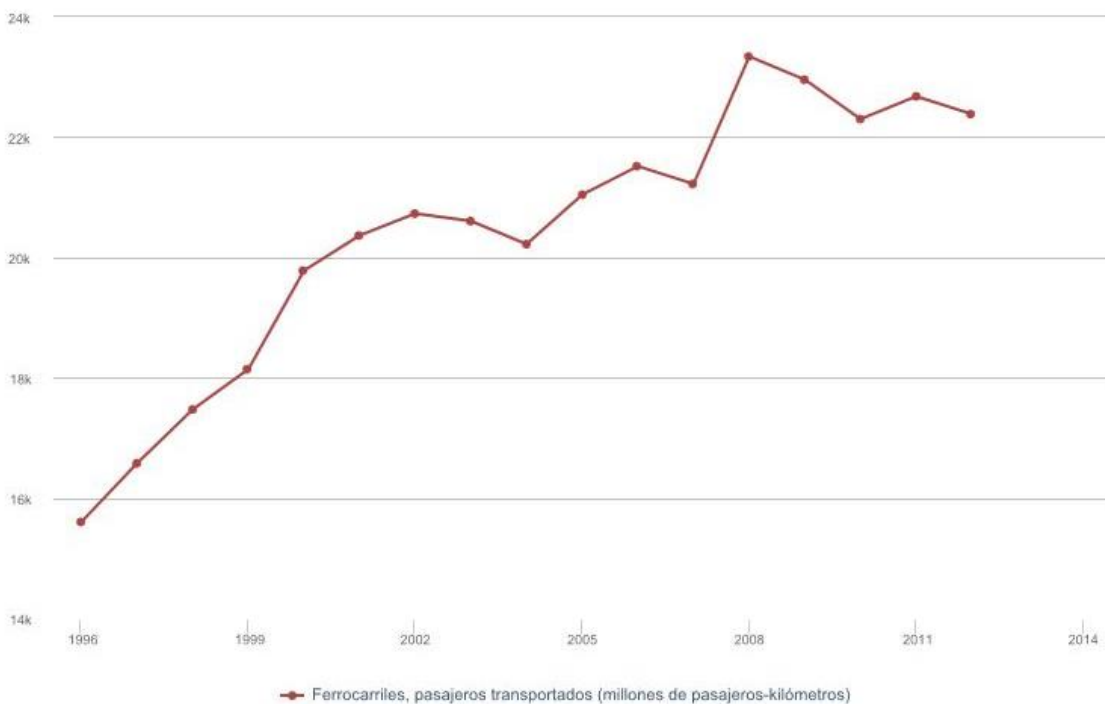


Figura 8.2. Evolución del volumen de uso del ferrocarril en España

ANEXO B

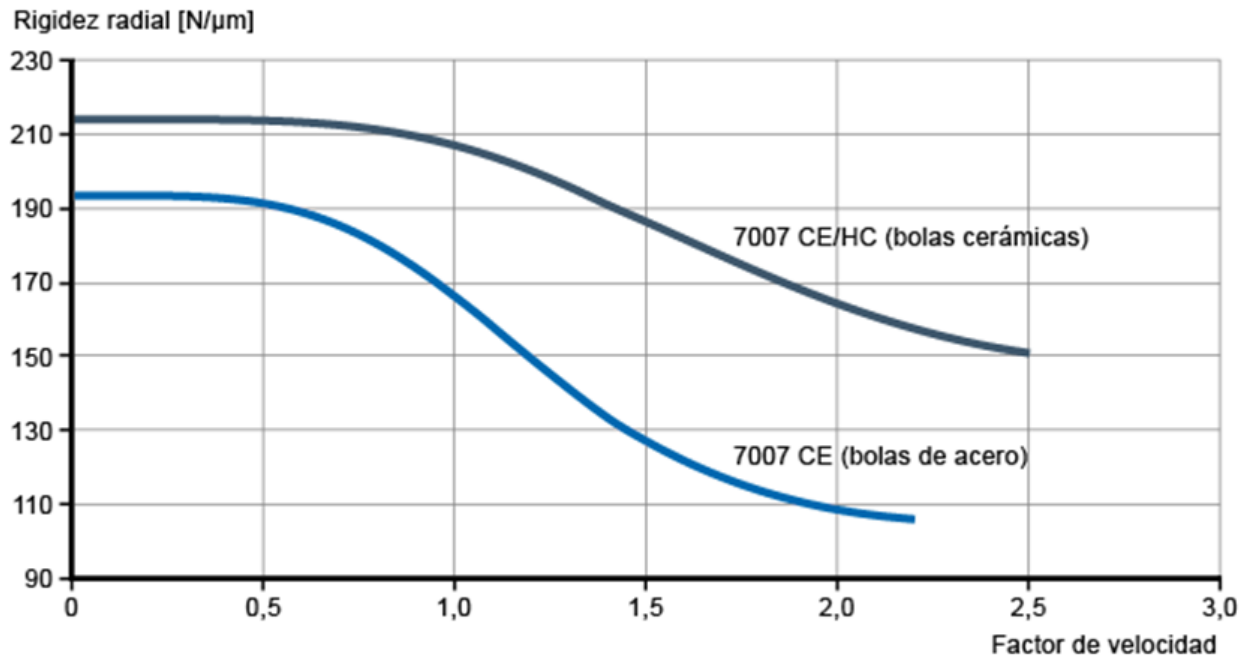


Figura 8.3. Gráfico de rigidez radial equivalente para rodamientos SKF

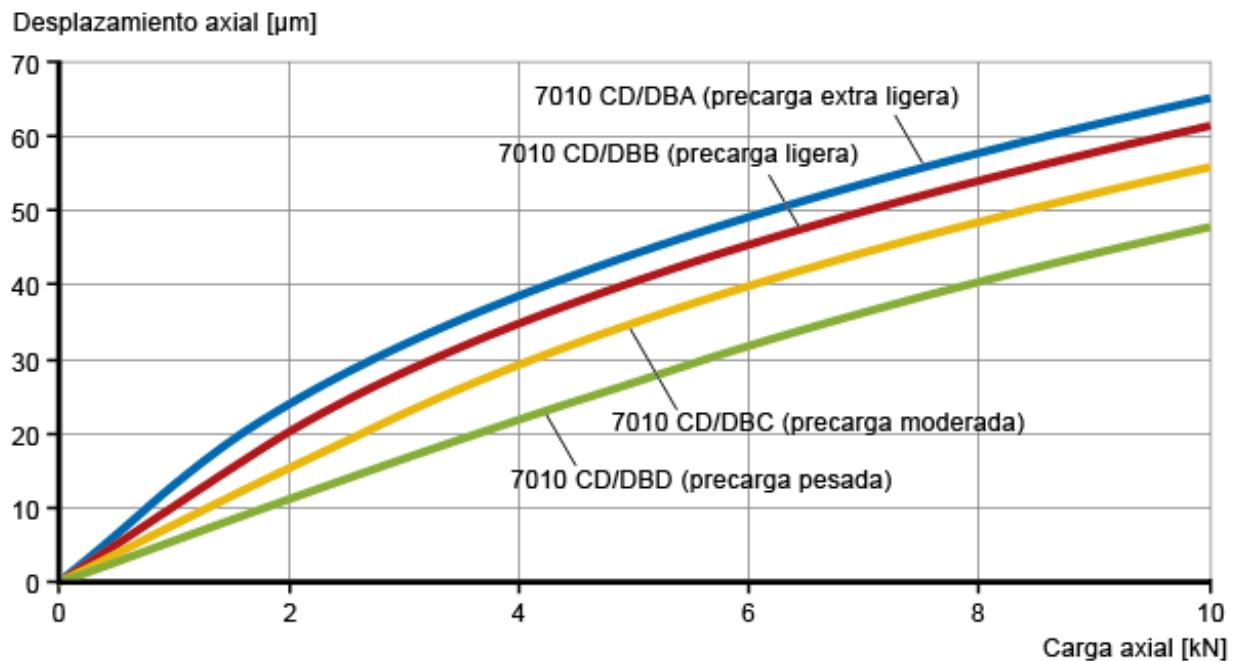


Figura 8.4. Gráfica desplazamiento-carga en dirección axial para rodamientos SKF

Tabla 12 del Apéndice Factor de Velocidad f_n

						Rodamientos de Bolas $f_n = (0.03\ n)^{-1/3}$		
						Rodamientos de Rodillos $f_n = (0.03\ n)^{-3/10}$		
Velocidad n (rpm)	Factor de Velocidad f_n		Velocidad n (rpm)	Factor de Velocidad f_n		Velocidad n (rpm)	Factor de Velocidad f_n	
	Rodamientos de Bolas	Rodamientos de Rodillos		Rodamientos de Bolas	Rodamientos de Rodillos		Rodamientos de Bolas	Rodamientos de Rodillos
10	1.49	1.44	180	0.570	0.603	3 000	0.223	0.259
11	1.45	1.39	190	0.560	0.593	3 200	0.218	0.254
12	1.41	1.36	200	0.550	0.584	3 400	0.214	0.250
13	1.37	1.33	220	0.533	0.568	3 600	0.210	0.245
14	1.34	1.30	240	0.518	0.553	3 800	0.206	0.242
15			260	0.504	0.540	4 000	0.203	0.238
16	1.30	1.27	280	0.492	0.528	4 200	0.199	0.234
17	1.28	1.25	300	0.481	0.517	4 400	0.196	0.231
18	1.25	1.22	320	0.471	0.507	4 600	0.194	0.228
19	1.23	1.20	340	0.461	0.498	4 800	0.191	0.225
20	1.21	1.18						
21			360	0.452	0.490	5 000	0.188	0.222
22	1.19	1.17	380	0.444	0.482	5 200	0.186	0.220
23	1.17	1.15	400	0.437	0.475	5 400	0.183	0.217
24	1.15	1.13	420	0.430	0.468	5 600	0.181	0.215
25	1.13	1.12	440	0.423	0.461	5 800	0.179	0.213
26	1.12	1.10						
27			460	0.417	0.455	6 000	0.177	0.211
28	1.10	1.09	480	0.411	0.449	6 200	0.175	0.209
29	1.09	1.08	500	0.405	0.444	6 400	0.173	0.207
30	1.07	1.07	550	0.393	0.431	6 600	0.172	0.205
31	1.06	1.05	600	0.382	0.420	6 800	0.170	0.203
32	1.05	1.04						
33.3			650	0.372	0.410	7 000	0.168	0.201
34	1.04	1.03	700	0.362	0.401	7 200	0.167	0.199
	1.02	1.02	750	0.354	0.393	7 400	0.165	0.198
	1.01	1.01	800	0.347	0.385	7 600	0.164	0.196
	1.00	1.00	850	0.340	0.378	7 800	0.162	0.195
	0.993	0.994						
36			900	0.333	0.372	8 000	0.161	0.193
38	0.975	0.977	950	0.327	0.366	8 500	0.158	0.190
40	0.957	0.961	1 000	0.322	0.360	9 000	0.155	0.186
42	0.941	0.947	1 050	0.317	0.355	9 500	0.152	0.183
44	0.926	0.933	1 100	0.312	0.350	10 000	0.149	0.181
46	0.912	0.920						
48			1 150	0.307	0.346	11 000	0.145	0.176
50	0.898	0.908	1 200	0.303	0.341	12 000	0.141	0.171
55	0.886	0.896	1 250	0.299	0.337	13 000	0.137	0.167
60	0.874	0.885	1 300	0.295	0.333	14 000	0.134	0.163
	0.846	0.861	1 400	0.288	0.326	15 000	0.130	0.160
	0.822	0.838						
65			1 500	0.281	0.319	16 000	0.128	0.157
70	0.800	0.818	1 600	0.275	0.313	17 000	0.125	0.154
75	0.781	0.800	1 700	0.270	0.307	18 000	0.123	0.151
80	0.763	0.784	1 800	0.265	0.302	19 000	0.121	0.149
85	0.747	0.769	1 900	0.260	0.297	20 000	0.119	0.147
	0.732	0.755						
90			2 000	0.255	0.293	22 000	0.115	0.143
95	0.718	0.742	2 100	0.251	0.289	24 000	0.112	0.139
100	0.705	0.730	2 200	0.247	0.285	26 000	0.109	0.136
110	0.693	0.719	2 300	0.244	0.281	28 000	0.106	0.133
120	0.672	0.699	2 400	0.240	0.277	30 000	0.104	0.130
	0.652	0.681						
130			2 500	0.237	0.274	32 000	0.101	0.127
140	0.635	0.665	2 600	0.234	0.271	34 000	0.099	0.125
150	0.620	0.650	2 700	0.231	0.268	36 000	0.097	0.123
160	0.606	0.637	2 800	0.228	0.265	38 000	0.096	0.121
170	0.593	0.625	2 900	0.226	0.262	40 000	0.094	0.119
	0.581	0.613						

ANEXO C

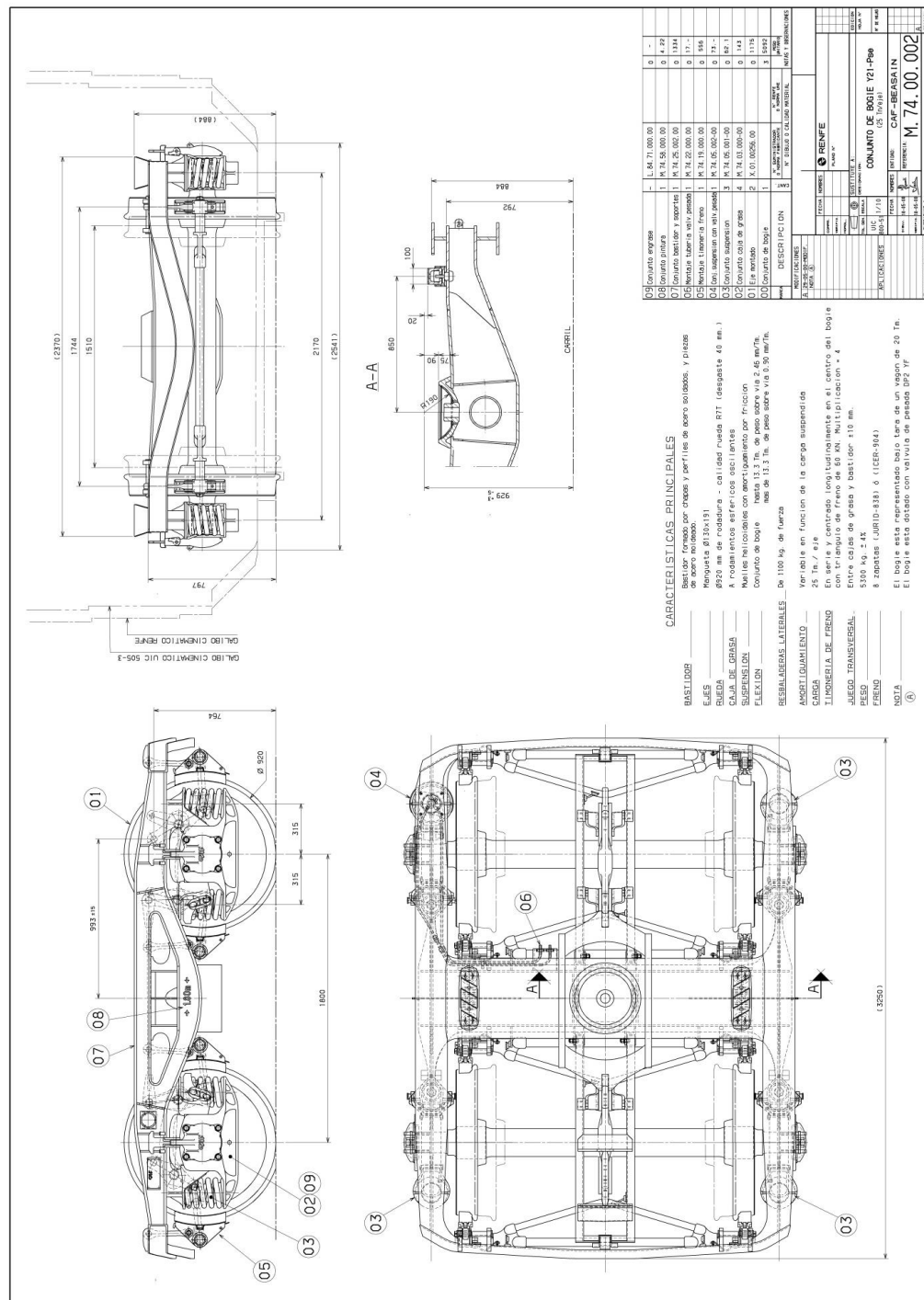


Figura 8.6. Plano del bogie Y21